

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-097331

(43)Date of publication of application : 04.04.2000

(51)Int.Cl.

F16H 61/08
// F16H 59:40
F16H 59:42
F16H 63:12

(21)Application number : 10-287227

(71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 24.09.1998

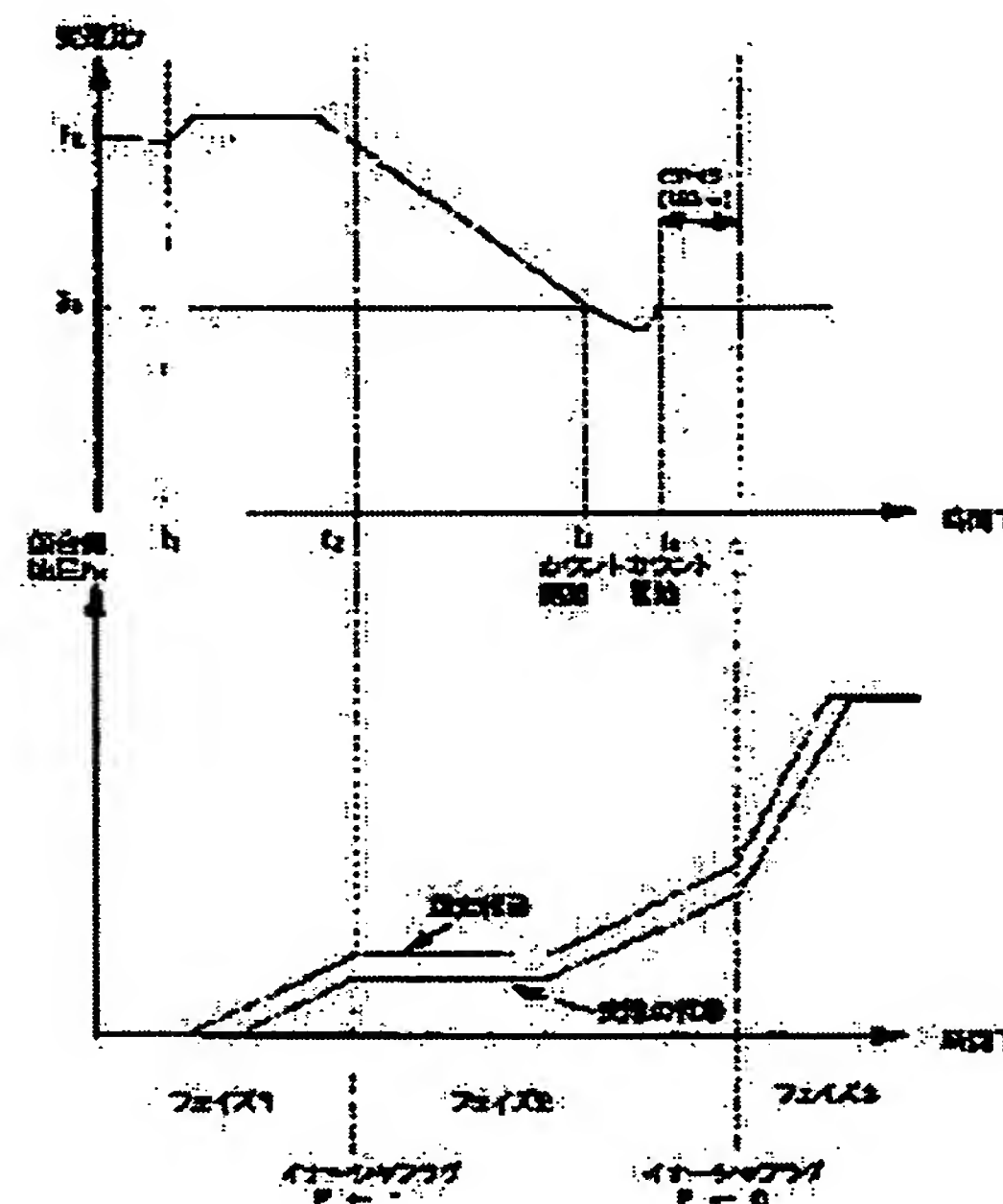
(72)Inventor : NANBA ATSUSHI

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress worsening of shift quality by properly deciding a timing of a start/completion of control of an inertia phase.

SOLUTION: In upshift, at a point of time t_2 when a change gear ratio (r) monitored at a process of gear shifting is synchronized with a reference change gear ratio R_2' lower than a change gear ratio R_2 before gear shifting, control of an inertia phase is started. At a point of time (a time t_4) when a state (times t_3 and t_4) that a change gear ratio (r) is synchronized with a change gear ratio R_3 to be reached through gear shifting is continued for a time longer than a decision time, control of the inertial phase is completed.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

30.07.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

BEST AVAILABLE COPY

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The input shaft which receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, and the output shaft which transmits driving force to a wheel, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between said input shafts and said output shafts, It has a detection means to detect the rotational frequency of said input shaft, and the rotational frequency of said output shaft, and the control means which controls release and engagement of said engagement element. Said control means The change gear ratio computed in up shifting based on the rotational frequency of said input shaft detected by said detection means and the rotational frequency of said output shaft The automatic transmission characterized by ending said inertia phase control when the condition that said computed change gear ratio synchronized with the change gear ratio which should reach by gear change continues beyond judgment time amount, while starting inertia phase control, when it synchronizes with a criteria change gear ratio smaller than the change gear ratio before gear change.

[Claim 2] The input shaft which receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, and the output shaft which transmits driving force to a wheel, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between said input shafts and said output shafts, It has a detection means to detect the rotational frequency of said input shaft, and the rotational frequency of said output shaft, and the control means which controls release and engagement of said engagement element. Said control means The automatic transmission characterized by starting inertia phase control when the change gear ratio computed in up shifting based on the rotational frequency of said input shaft detected by said detection means and the rotational frequency of said output shaft synchronizes with a criteria change gear ratio smaller than the change gear ratio before gear change.

[Claim 3] The automatic transmission made into claims 1 or 2 characterized by changing said criteria change gear ratio according to the rotational frequency of said output shaft or said input shaft.

[Claim 4] The input shaft which receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, and the output shaft which transmits driving force to a wheel, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between said input shafts and said output shafts, It has a detection means to detect the rotational frequency of said input shaft, and the rotational frequency of said output shaft, and the control means which controls release and engagement of said engagement element. Said control means The automatic transmission characterized by ending inertia phase control when the condition that the change gear ratio computed based on the rotational frequency of said input shaft detected by said detection means and the rotational frequency of said output shaft synchronized with the change gear ratio which should reach by gear change continues beyond judgment time amount.

[Claim 5] Said judgment time amount is the automatic transmission indicated by claim 4 characterized by setting up the direction at the time of down shifting short rather than the time of up shifting.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to an automatic transmission, especially relates to the timing judging of inertia phase control.

[0002]

[Description of the Prior Art] The gear change control in an automatic transmission advances in the sequence of control in principle at the time of control, torque phase control, inertia phase control, and gear change termination at the time of gear change initiation. Generally, an inertia phase is a phase when the change gear ratio computed from a turbine rotational frequency (rotational frequency of the input shaft of a change gear) and an output rotational frequency (rotational frequency of the output side of a change gear) changes with time towards the change gear ratio after gear change.

[0003] Conventionally, the timing judging of inertia phase control is performed as follows. First, the initiation judging of inertia phase control is explained. The clutch by the side of release and the oil pressure of a brake (these are hereafter called engagement element) are decreased, and this engagement element is made to generate some slipping in the control before activation of inertia phase control. As for this condition, the so-called Fukiage of an engine is called **, and a change gear ratio becomes large a little from the change gear ratio before gear change. Then, supply of the oil pressure to the engagement element by the side of engagement is started. If the oil pressure by the side of engagement rises to some extent, a change gear ratio will begin to decrease. And when in agreement with the change gear ratio before a change gear ratio changing gears, inertia phase control is started.

[0004] On the other hand, the termination judging of inertia phase control is conventionally performed by [as being the following]. In inertia phase control, a change gear ratio decreases gradually in the case of up shifting, and increases gradually in the case of down shifting as the engagement control by the side of engagement progresses. And when a change gear ratio is in agreement with the change gear ratio (latter change gear ratio) which should reach by the gear change, inertia phase control is ended.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] The conventional timing judging mentioned above was performed by whether the change gear ratio was in agreement with the predetermined change gear ratio (an initiation judging is a change gear ratio before gear change, and a termination judging is a change gear ratio after gear change). Such a judgment is premised on change of a change gear ratio arising only depending on change of the engagement condition of an engagement element. Surely, a change gear ratio originates and changes mainly to advance of engagement control. However, besides an engagement condition, a change gear ratio may originate in change of an engine speed etc., and may change. For this reason, although an engagement element is not in a desired condition, the case where a change gear ratio will be in agreement with a predetermined change gear ratio may arise according to other factors.

[0006] Furthermore, generally the oil pressure control of raising the oil pressure by the side of engagement at a stretch to the maximum high pressure is performed after termination of inertia phase control. Therefore, in spite of being in an engagement condition with the imperfect engagement element by the side of engagement, when ending inertia phase control and changing rapidly the oil pressure by the side of engagement, the engagement element by the side of engagement will change from an imperfect engagement condition to a perfect engagement condition rapidly. Consequently, a gear change shock will arise and a shift quality will be worsened.

[0007] Thus, in a Prior art, since the timing judging of inertia phase control was performed when the actual change gear ratio was in agreement with the predetermined change gear ratio, in spite of having not been in the condition which the engagement element assumes, there was a case judged to be what inertia phase control starts / ends.

[0008] Then, the purpose of this invention is controlling aggravation of a shift quality by performing the timing judging of inertia phase control exactly.

[0009]

[Means for Solving the Problem] In order to solve this technical problem, the 1st mode of this invention The input shaft which receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, and the output shaft which transmits driving force to a wheel, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between an input shaft and an output shaft, It has a detection means to detect the rotational frequency of an input shaft, and the rotational frequency of an output shaft, and the control means which controls release and engagement of an engagement element. This control means When the change gear ratio computed in up shifting based on the rotational frequency of the input shaft detected by the detection means and the rotational frequency of an output shaft synchronizes with a criteria change gear ratio smaller than the change gear ratio before gear change, while starting inertia phase control When the condition that the computed change gear ratio synchronized with the change gear ratio which should reach by gear change continues beyond judgment time amount, the automatic transmission which ends inertia phase control is offered.

[0010] Moreover, the input shaft with which the 2nd mode of this invention receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between the output shaft which transmits driving force to a wheel, and an input shaft and an output shaft, It has a detection means to detect the rotational frequency of an input shaft, and the rotational frequency of an output shaft, and the control means which controls release and engagement of an engagement element. This control means In up shifting, when the change gear ratio computed based on the rotational frequency of the input shaft detected by the detection means and the rotational frequency of an output shaft synchronizes with a criteria change gear ratio smaller than the change gear ratio before gear change, the automatic transmission which starts inertia phase control is offered.

[0011] In the 1st and 2nd above-mentioned modes, it is desirable to change the above-mentioned criteria change gear ratio according

to the rotational frequency of an output shaft or an input shaft.

[0012] Furthermore, the input shaft with which the 3rd mode of this invention receives the driving force from a drive engine in an automatic transmission, Two or more engagement elements which set up the power transfer characteristics between the output shaft which transmits driving force to a wheel, and an input shaft and an output shaft, It has a detection means to detect the rotational frequency of an input shaft, and the rotational frequency of an output shaft, and the control means which controls release and engagement of an engagement element. This control means When the condition that the change gear ratio computed based on the rotational frequency of the input shaft detected by the detection means and the rotational frequency of an output shaft synchronized with the change gear ratio which should reach by gear change continues beyond judgment time amount, the automatic transmission which ends inertia phase control is offered.

[0013] Here, as for the above-mentioned judgment time amount, it is more desirable than the time of up shifting that the direction at the time of down shifting is set up short.

[0014]

[Embodiment of the Invention] Drawing 1 is drawing showing the rough structure in the automatic transmission (AT) as an example. The driving force from the engine crankshaft 9 is transmitted to the turbine shaft 11 of this change gear through a torque converter 10. the turbine shaft 11 which is the input shaft of a change gear -- rear planetary one -- it connects with Sun Geer of 2. the reduction drive shaft 12 which is the output shaft of a change gear on the other hand -- front planetary -- it connects with the ring gear of 1, and the planetary carrier of rear planetary 2. Each member (Sun Geer, a planetary carrier, ring gear) in two planetary gears 1 and 2 is connected with three multiple disc clutches (the reverse clutch 3, the hike latch 5, roke latch 6), two multiple disc brakes (2&4 brake 4, low & reverse brake 7), and the low one-way clutch 8 as illustrated. These engagement elements (a clutch, brake) respond to a gear ratio, and are engaged or released alternatively. Thereby, this change gear can perform gear change of four steps of advance, and one step of go-astern.

[0015] Drawing 2 is the table having shown the relation of the gear change location and the engagement condition of an engagement element in the above-mentioned change gear. In this table, O mark means that the corresponding engagement element is being engaged, and it means that the blank has released. Moreover, O mark means being engaged only at the time of the corresponding drive. In this change gear, clutch two clutch (Clutch to Clutch) gear change is performed except for gear change between the 1st speed-2nd speed. Clutch two clutch gear change is gear change engaged in the latter-part engagement element at the same time it releases a preceding paragraph engagement element. On the other hand, gear change is attained only by engagement control of 2&4 brake 4 by gear change between the 1st speed-2nd speed on which the low one-way clutch 8 acts.

[0016] Drawing 3 is the explanatory view having, shown the controlling mechanism of an automatic transmission on the whole. This controlling mechanism mainly consists of the engine 21, a change gear style 22, an oil pressure controlling mechanism 23, and an electronic control unit (ECU) 24. The torque generated with the engine 21 is transmitted to the reduction drive shaft 12 through a torque converter 10, the turbine shaft 11, and the change gear style 22. Through the drive pinion shaft 15, the torque of this shaft 12 is transmitted to a differential gear 16, and drives a front wheel.

[0017] The throttle opening sensor S1 is a sensor for detecting the throttle opening theta of an engine 21. An engine speed sensor S2 is the engine speed of a crankshaft 9, i.e., engine-speed omegaE. It is the sensor to detect. Moreover, the turbine engine-speed sensor S3 is the engine speed omega 1 of the turbine shaft 11. It is the sensor to detect. Output engine-speed sensor S4 is the engine speed omega 5 of the reduction drive shaft 12 (output shaft in this example). It is the sensor to detect. the sensor which detects these rotational frequencies -- for example, electromagnetism -- pickup may be used.

[0018] The oil pump 36 in the oil pressure controlling mechanism 23 carries out the regurgitation of the control oil inhaled from the oil pan mechanism 37. The control oil adjusted to predetermined oil pressure by the regulator bulb 38 is supplied to five linear solenoid valves 31, 32, 33, 34, and 35. Here, the linear solenoid valve is prepared for every engagement element. Each linear solenoid valve carries out engagement control of the engagement element corresponding to it at direct and a linear (the controlled variable which continued according to the current value is produced) according to the current value from the oil pressure control circuit 51. Generally the method which prepares a solenoid valve for every engagement element, and performs engagement control of each engagement element directly by the corresponding bulb is called direct AT.

[0019] Drawing 4 is the sectional view showing the structure of a linear solenoid valve. The field generated by the electromagnet according to the control current moves a spool type valve, and, thereby, a supply port and an output port are opened for free passage. By the direct AT method using a linear solenoid valve, oil pressure can be adjusted to a linear according to the control current.

Moreover, it is not necessary to use the accumulator needed with a duty solenoid valve. Therefore, the direct AT method using a linear solenoid valve can perform an oil pressure control with a high precision which produces neither interlocking nor a feeling of pressure from below by current control supplied to a linear solenoid valve. In this example, as this linear solenoid valve, when a current is 0, the bulb of Nor Marie Hy (Normally-High) who supplies the maximum control ** is used. Drawing 5 is the table having shown the relation of the switching condition of a gear ratio and each linear solenoid valve.

[0020] In addition, it is also possible to replace with a direct AT method and to use the conventional hydraulic circuit which combined the duty solenoid valve and the diverter valve. However, probably, in this example to be controlled [of oil pressure] exact, it will be desirable to use direct AT.

[0021] ECU24 consists of CPU41, ROM42, RAM43, an input circuit 44, and an output circuit 45. In ROM42, it is target turbine engine-speed omega r. The data about the target pattern used as the criteria for computing are memorized. The signal outputted from sensors S1, S2, and S3 and S4 is inputted into an input circuit 44. CPU41 performs the operation for controlling the oil pressure of an engagement element according to the information from these sensors. The control information as the result of an operation is outputted to the oil pressure control circuit 51 through an output circuit 45. The oil pressure control circuit 51 calculates the current value which operates each linear solenoid valve based on the control signal from an output circuit 45, and supplies this to each linear solenoid valve.

[0022] (Termination judging at the time of up shifting) The gear change to the 3rd speed from the 2nd speed is hereafter explained to an example for the termination judging at the time of up shifting. However, this is an example and, naturally this invention can be applied also in other gear changes. Drawing 6 is the change gear ratio r in two to 3 gear change (up shifting), and the engagement side oil pressure PH. It is the related timing chart. Moreover, drawing 7 is the flow chart of a termination judging of inertia phase control. In addition, the flow chart of drawing 7 is repeatedly performed at intervals of 10ms.

[0023] First, oil pressure PD of 2&4 brake 4 which is in an engagement condition in the phase 1 of drawing 6 It decreases gradually. Thereby, this brake 4 is made to produce some slipping (extent which rises 2% to the change gear ratio R2 before gear change). This slipping is detectable as change of a change gear ratio r. And it is the oil pressure PD by the side of release until a change gear ratio r rises to the value of R2 x(change gear ratio of the 2nd speed) 1.02. It is made to decrease. Time amount t1 in drawing 6 It is the time amount which the rise of such a change gear ratio r produced. In addition, a change gear ratio r is the turbine engine speed omega 1

detected by the turbine engine-speed sensor S3. Output engine speed ω_5 detected by output engine-speed sensor S4. It is the broken value and is computed by CPU41.

[0024] Next, time amount t_1 . An oil pressure control (namely, the value to which the change gear ratio r rose a little maintenance) which generated slipping maintains is performed henceforth. Namely, oil pressure PD of 2&4 brake 4 which is a release side. Oil pressure PH of the hike latch 5 who is an engagement side while making it decrease further. It is made to go up gradually. The inertia flag F which shows activation of inertia phase control is set to 0 as initial value. Therefore, in the period of a phase 1, the procedure after step 11 is not performed by decision of step 10 in drawing 7.

[0025] Soon, it is the hike latch's 5 oil pressure PH. If it goes up and the torque of this clutch 5 becomes large, the change gear ratio r computed from a sensor S3 and the information from S4 decreases gradually. And when a change gear ratio r synchronizes with criteria change-gear-ratio R_2' (time amount t_2), a phase 1 is ended and it shifts to a phase 2. That is, the inertia flag F is set to 1 from 0.

[0026] Here, criteria change-gear-ratio R_2' is the change gear ratio R_2 before gear change. It is a small value a little. Drawing 11 is drawing which expanded change of the change gear ratio in the phase 1 of drawing 6. By slipping produced with the engagement element by the side of release of a phase 1, a change gear ratio r becomes large a little from the change gear ratio R_2 before gear change. In the condition that the engagement element is slippery, a change gear ratio r is not fixed, but as shown in drawing 11 in fact, it is changed. In this case, it is the change gear ratio R_2 before gear change temporarily by fluctuation of a change gear ratio. The case (time-of-day t_2' at this time) of being in agreement arises. With the conventional approach, a change gear ratio r is a change gear ratio R_2 . Since it has judged with starting control of a phase 2, i.e., inertia phase control, when in agreement, inertia phase control will be started in time-of-day t_2' . Originally, it is time of day t_2 . Since the engagement control by the side of release starts the control which should be set and started by time-of-day t_2' which is not fully advancing, a shift quality may be worsened by such incorrect judging.

[0027] Then, change gear ratio R_2 before gear change. When criteria change-gear-ratio R_2' small a little is made into the criteria which judge initiation of inertia phase control and a change gear ratio r synchronizes with criteria change-gear-ratio R_2' , inertia phase control is started. By fluctuation of the change gear ratio r resulting from factors other than the condition of an engagement element (for example, fluctuation by the follow-up control of an engine condition or a change gear ratio), it is a change gear ratio R_2 . It being in agreement and becoming smaller does not have a theory top. A change gear ratio r is a change gear ratio R_2 . Only the case where engagement control advances becomes small. Therefore, if an initiation judging is carried out using criteria change-gear-ratio R_2' , engagement control can shift to inertia phase control in the condition of having gone on appropriately.

[0028] Change gear ratio R_2 . The initiation judging based on small criteria change-gear-ratio R_2' is a change gear ratio R_2 . Compared with the case where it uses, initiation of inertia phase control is overdue. Therefore, this criteria change-gear-ratio R_2' becomes important [setting up appropriately in consideration of the both sides of a controllability and a shift quality]. Then, it is desirable to change criteria change-gear-ratio R_2' according to an output engine speed (for you to be a turbine engine speed). For example, it is the following, and you may make and set up.

[0029] change gear ratio R_2 before gear change from -- the value which lengthened only amount of amendments ΔR is used as criteria change-gear-ratio R_2' . Drawing 12 is drawing explaining the setting approach of a criteria change gear ratio. Amount of amendments ΔR is the output rotational frequency ω_5 at the time of receiving the command of up shifting. Criteria rotational frequency N_c . When low, it is a rotational frequency ω_5 . The value which increases in linearity with an increment is used. When a change gear ratio explains this, it is setting up the amount of amendments which becomes a fixed change gear ratio. On the other hand, it is the output rotational frequency ω_5 . Criteria rotational frequency N_c . When it is above, a value which serves as a fixed rotational frequency is set up.

[0030] By control (inertia phase control) of a phase 2, it is time amount t_2 first. Since it sets and is set as 1 from the inertia flag F, it is this time amount t_2 . The procedure after step 11 of the flow chart of drawing 7 is performed until this flag F is henceforth set to 0 again.

[0031] First, turbine rotational frequency ω_1 . It is detected by the sensor S3 (step 11), and is the output rotational frequency ω_5 . It is detected by sensor S4 (step 12). In step 13, CPU41 computes a change gear ratio r ($= \omega_1 / \omega_5$) based on the information from these sensors. And it is judged whether it synchronizes with the change gear ratio (change gear ratio R_3 of the 3rd speed) which this computed change gear ratio r should reach by gear change. For the synchronization of a place here, a change gear ratio r is the change gear ratio R_3 after gear change. The case where it is the value of predetermined within the limits ($\pm 1\%$ as an example) made into the core is said. Time amount t_2 . In immediately after, a change gear ratio r is a change gear ratio R_3 . Since it is large, it progresses to a return by decision of step 13.

[0032] Oil pressure PD of 2&4 brake 4 which is a release side in inertia phase control. Oil pressure PH of the hike latch 5 who is an engagement side while setting it as the minimum oil pressure. It is made to go up. Thereby, the change gear ratio r decreases gradually. Soon, a change gear ratio r is a change gear ratio R_3 . A synchronization performs the step after step 14 by decision of step 13 (time amount t_3 at that time). In step 14, 1 is added to the counter value CT. This counter value CT is for counting the time amount (namely, time amount to which the change gear ratio r synchronizes with the change gear ratio R_3 after gear change) by which the synchronization of a change gear ratio is maintained. Since it is 0, the initial value of the counter value CT is time amount t_3 . The counter value CT is set to 1 by activation of the next step 14. Next, it sets to step 15 and the counter value CT is the judgment time amount CT 1. It is judged whether it is in agreement. This judgment time amount CT 1. It is good also as 15 as an example (that is, since a flow chart is performed every 10ms, judgment time amount is set to 150ms). Since the current counter value CT is 1, it progresses to a return from step 15.

[0033] It is time amount t_3 so that change of the change gear ratio r as shown in drawing 6 may show. Setting behind, a change gear ratio r is a change gear ratio R_3 . It is small. Thus, a change gear ratio r is a change gear ratio R_3 temporarily. When in agreement, by synchronous decision of step 13, the count of the counter value CT is stopped and the contents are reset (step 18). And it progresses to a return.

[0034] Then, a change gear ratio r increases and it is R_3 . When it synchronizes again, the counter value CT is set to 1 by synchronous decision of (time amount t_4) and step 13 from 0 (step 14), and the duration of a synchronization counts. Time amount t_4 . The condition of having synchronized with the change gear ratio R_3 is continuing the change gear ratio r after that. Therefore, step 15 (decision of step 15 is No) is repeatedly performed in 10ms from step 10, and the increment of the counter value CT is carried out. And if the counter value CT finally becomes the judgment time amount CT 1 ($= 15$), the counter value CT will be reset (step 16) and the inertia flag F will be set to 0. Thereby, inertia phase control is completed.

[0035] And finally a phase 3 is performed. At this phase, it is the oil pressure PH of the hike latch 5 by the side of engagement. It is made to change to the maximum high pressure. Thereby, a series of gear change procedures in up shifting are completed.

[0036] Time amount t_3 of drawing 6. Time amount t_4 . It sets in between and a change gear ratio r is a change gear ratio R_3 . The reason which the case which decrease in number below may produce is explained. an error, oil pressure response delay, etc. of the linear

solenoid valve 33 corresponding to the hike latch 5 -- originating -- oil pressure PH by the side of engagement change (broken line in the engagement side oil pressure (PH) of drawing 6) which should change essentially, and the difference of extent -- being certain -- an imitation -- it becomes a different change (continuous line in the engagement side oil pressure (PH) of 6). Specifically, actual transition of oil pressure is late for setting transition which is ideal transition in many cases. Consequently, engagement control may not be advancing, so that the engagement element expected. Temporarily, if reduction of a change gear ratio r is dependent only on the engagement condition of an engagement element, according to the delay of the oil pressure response by the side of engagement, change of a change gear ratio r will also become blunt. However, in fact, change of a change gear ratio r does not necessarily originate only in the engagement control by the side of engagement, and, in the case of the up shifting of power-off, it is dependent also on depression (a rotational frequency decreases toward a neutral rotational frequency) of an engine speed. Consequently, although engagement control is behind, a change gear ratio r is the gear change back R2 by depression of an engine speed. It may be in agreement. When coincidence of the change gear ratio resulting from depression of an engine rotational frequency arises, (time amount t_3) and inertia phase control are ended, and change of the change gear ratio at the time of starting control (phase 3) at the time of gear change termination is shown in drawing 9 . this drawing shows -- as -- time amount t_3 from -- time delay [equivalent to oil pressure response delay] after -- oil pressure PH by the side of engagement It is going up rapidly. By the abrupt change of such a change gear ratio r , a gear change shock arises and it becomes the factor which worsens a shift quality.

[0037] Then, change gear ratio R3 which a change gear ratio r should reach by this gear change in this example When the condition of having synchronized carries out judgment time amount (this example 150ms (10msx15)) progress, he is trying to end inertia phase control. That is, it does not judge with termination only by a change gear ratio r being in agreement with a change gear ratio R, but is judging by taking into consideration the period which the synchronization is continuing. Specifically, it is time amount t_3 . Like the change gear ratio r which can be set, a synchronization continues, and if there is nothing, inertia phase control will not be terminated. Consequently, a change gear ratio r is the change gear ratio R3 by the side of the latter part by depression of an engine speed. When it synchronizes temporarily, inertia phase control is continued. And time amount t_4 Like the synchronization of the change gear ratio which can be set, this control is ended only within the case where the engagement element by the side of engagement is fully engaged. Therefore, generating of a gear change shock can be controlled. Thus, by carrying out monitoring of the time amount with which the change gear ratio synchronizes, the termination judging of inertia phase control can be performed appropriately, and the gear change shock which may have been produced with the conventional technique can be controlled.

[0038] In addition, in the above explanation, the time amount which the synchronization continued makes it the criterion of inertia phase control to have been in agreement with judgment time amount. However, it is better than the meaning of this invention also as having extended this and the synchronization having continued termination criteria beyond judgment time amount.

[0039] (Termination judging at the time of down shifting) The same case may be produced also in down shifting. Drawing 8 is a timing chart about the change gear ratio in the 3-2 gear change (down shifting) in this example, and engagement side oil pressure. Moreover, the flow chart of a termination judging of the inertia phase control in this case is the change gear ratio R2 in step 13. It only changed and others are the same as that of it which showed drawing 8 .

[0040] Drawing 10 is the oil pressure PD of 2&4 brake 4 which is an engagement side in the case of carrying out down shifting by power-on. And it is a timing chart explaining transition of a change gear ratio. Engagement side oil pressure PD It is related, and when oil pressure more nearly actual than the set point is low, an engine may blow up by power-on. Thereby, a change gear ratio r rises and a change gear ratio r is the change gear ratio R2 after gear change. It may synchronize (time amount t_3 of drawing 10). In such a case, after ending inertia phase control, a change gear ratio r is R2 rapidly by the same reason as the case of up shifting explained. Since it changes, a gear change shock may occur.

[0041] Then, as shown in drawing 8 , a change gear ratio r is the change gear ratio R2 after gear change. When the condition of having synchronized carries out judgment time amount (for example, CT 1 = 10, i.e., 100ms) continuation, inertia phase control is ended. Since engine Fukiage does not shift to control by this at the time of gear change termination when the synchronization of a change gear ratio arises by ** (time amount t_3 of drawing 8), generating of a gear change shock can be controlled.

[0042] In addition, judgment time amount CT 1 Although the value has set up the direction at the time of down shifting short rather than the time of up shifting, it may set up the same value. However, probably, it will be more desirable on the viewpoint of a shift quality to shorten judgment time amount of down shifting. As mentioned above, inertia phase control of up shifting performs the oil pressure control by the side of engagement, and the release side is set as the maximum low voltage. Therefore, if the condition of having synchronized with the change gear ratio after a change gear ratio changing gears is continuing also in inertia phase control, it will be in the control after gear change, and an unchanging condition. Consequently, in order to perform the termination judging of inertia phase control exactly, even if it enlarges some set points of the judgment time amount at the time of gear change termination, it is satisfactory if it sees from a viewpoint of a shift quality. On the other hand, in the inertia phase control in the down shifting of power-on, the oil pressure control by the side of release is performed, and the oil pressure by the side of engagement is raised in the second half of this control. And at the time of the termination judging of inertia phase control, while setting a release side as the minimum oil pressure, oil pressure by the side of engagement is made into the maximum high pressure, and full conclusion of the engagement element by the side of engagement is carried out. Therefore, when the set point of the residence time amount of strange at the time of gear change termination is enlarged, there is a possibility that interlocking may arise, with the oil pressure of the both sides by the side of engagement and release. Therefore, it is not desirable to take the not much large judgment time amount at the time of gear change termination. For the above reason, it becomes effective to make the judgment time amount of down shifting shorter than that of up shifting.

[0043]

[Effect of the Invention] Thus, according to this invention, initiation/termination timing of inertia phase control can be judged exactly, and the fall of the shift quality by the incorrect judging which may have been produced with the conventional technique can be controlled.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated:

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] Drawing showing the rough structure of the principal part in the automatic transmission of this example

[Drawing 2] The table having shown the relation between a gear change location and the engagement condition of an engagement element

[Drawing 3] The explanatory view having, shown the controlling mechanism of an automatic transmission on the whole

[Drawing 4] The sectional view showing the structure of a linear solenoid valve

[Drawing 5] The table having shown the relation of the switching condition of a gear ratio and each linear solenoid valve

[Drawing 6] The timing chart about the change gear ratio in 2-3 gear change (up shifting), and engagement side oil pressure

[Drawing 7] The flow chart of a termination judging of inertia phase control

[Drawing 8] The timing chart about the change gear ratio in 2-3 gear change (down shifting), and engagement side oil pressure

[Drawing 9] The timing chart for explaining transition of the supply oil pressure of the engagement side engagement element in the case of carrying out up shifting by power-off, and an actual change gear ratio

[Drawing 10] The timing chart for explaining transition of the supply oil pressure of the engagement side engagement element in the case of carrying out down shifting by power-on, and an actual change gear ratio

[Drawing 11] Drawing which expanded change of the change gear ratio in the phase 1 of drawing 6

[Drawing 12] Drawing explaining the setting approach of a criteria change gear ratio

[Description of Notations]

1 Front Planetary **2 Rear Planetary **3 Reverse Clutch, 4 2&4 brake, 5 A hike latch, 6 Roke latch, 7 Low & reverse brake, 8 A low one-way clutch, 9 Crankshaft, 10 A torque converter, 11 A turbine shaft, 12 Reduction drive shaft, 15 A drive pinion shaft, 16 Differential gear, 21 An engine, 22 A change gear style, 23 An oil pressure controlling mechanism, 24 ECU, 31, 32, 33, 34, 35 A linear solenoid valve, 36 Oil pump, 37 Oil pan mechanism 38 A regulator bulb, 41 CPU, 42 ROM, 43 RAM, 44 An input circuit, 45 An output circuit, 51 An oil pressure control circuit, S1 A throttle opening sensor, S2 engine speed sensor, S3 A turbine rotational frequency sensor, S4 Output rotational frequency sensor

[Translation done.]

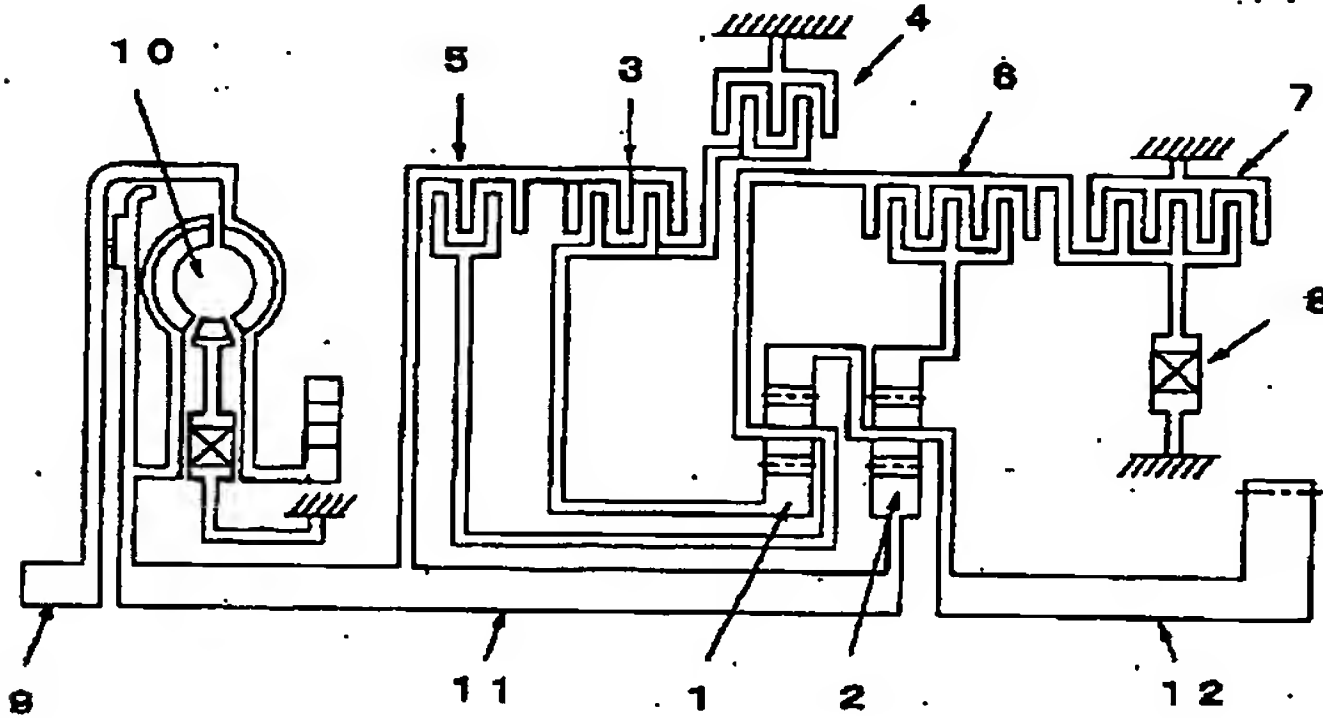
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

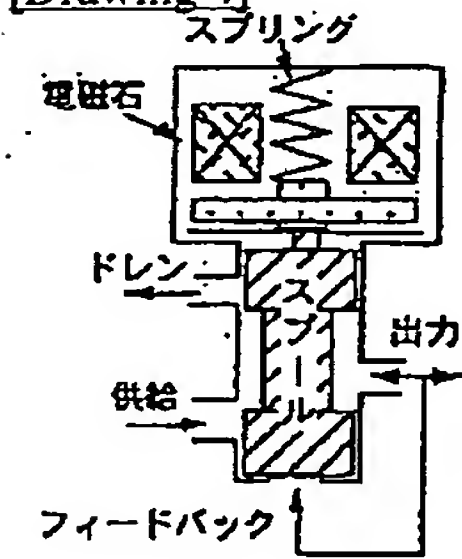
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

[Drawing 1]



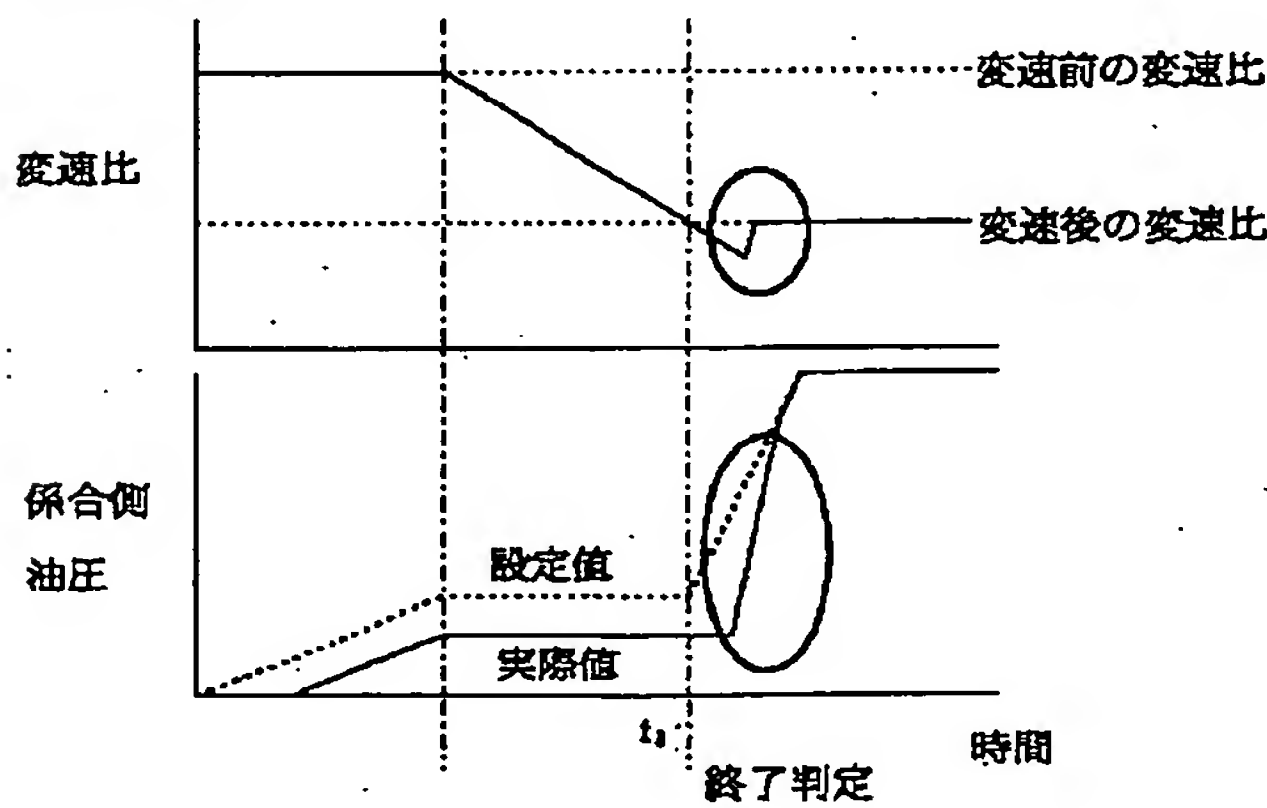
[Drawing 4]



[Drawing 5]

変速段	リニアリイト バルブ 31	リニアリイト バルブ 32	リニアリイト バルブ 33	リニアリイト バルブ 34	リニアリイト バルブ 35
1速	オン	オン	オン	オフ	オン
2速	オン	オフ	オン	オフ	オン
3速	オン	オン	オフ	オフ	オン
4速	オン	オフ	オフ	オン	オン
後進	オフ	オン	オン	オン	オフ

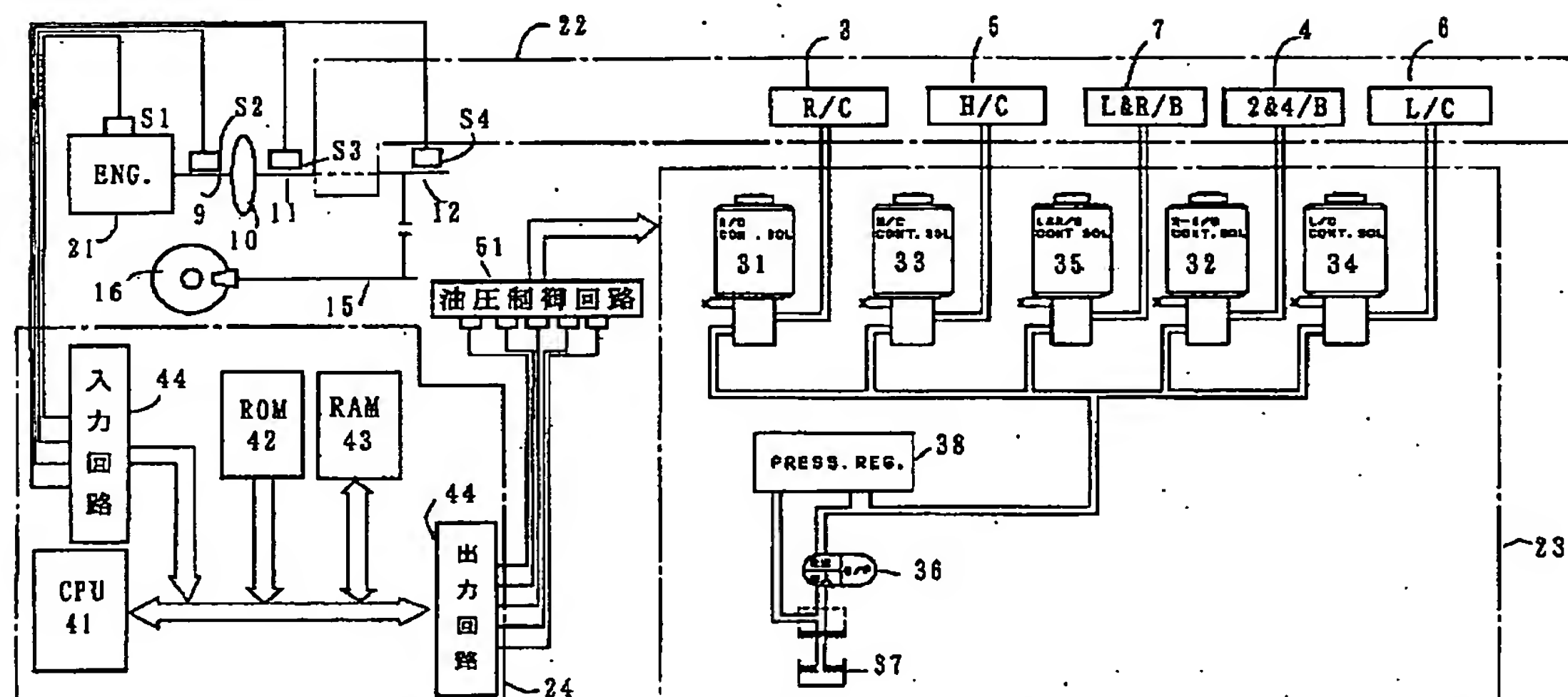
[Drawing 9]



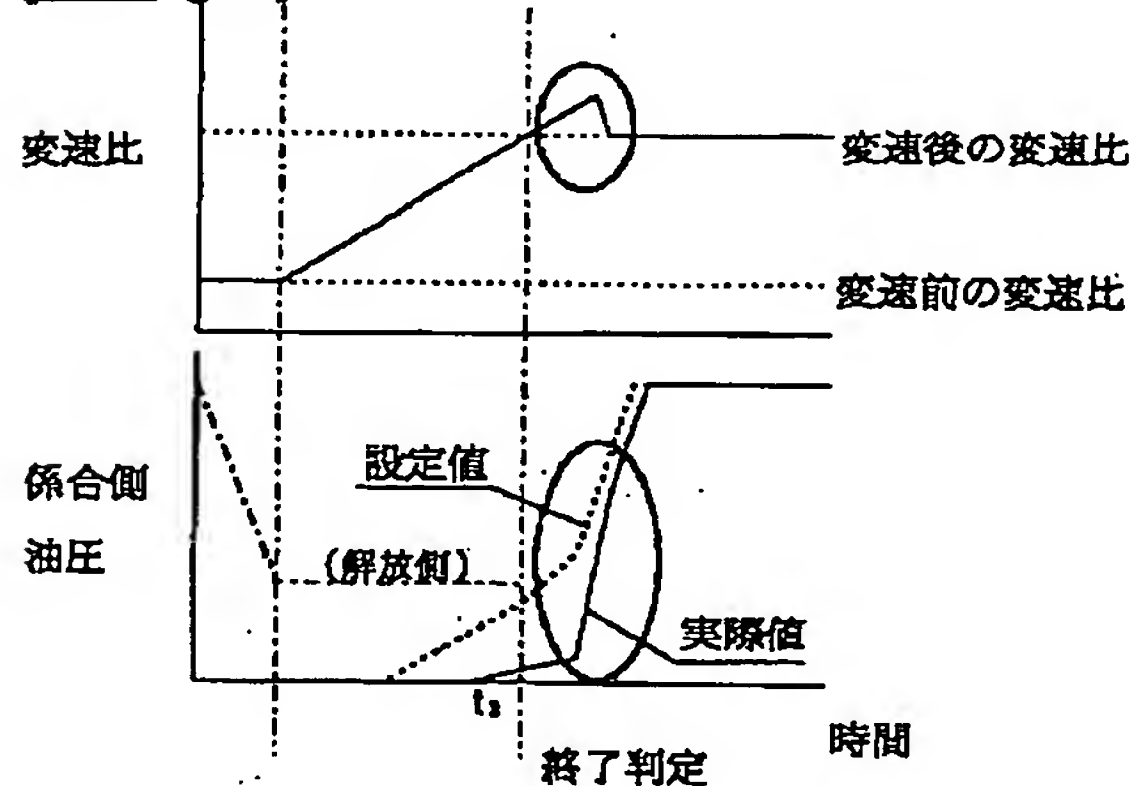
[Drawing 2]

セレクト 位置	クラッチまたは ブレーキ	リバース クラッチ	2&4 ブレーキ	ハイ クラッチ	ロー クラッチ	ロー&リバース ブレーキ	ローワンウェイ クラッチ
	P						
	R	○				○	
	N						
D	1速				○		○
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
8	1速				○		○
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
2	1速				○		○
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
1	1速				○	○	○
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			

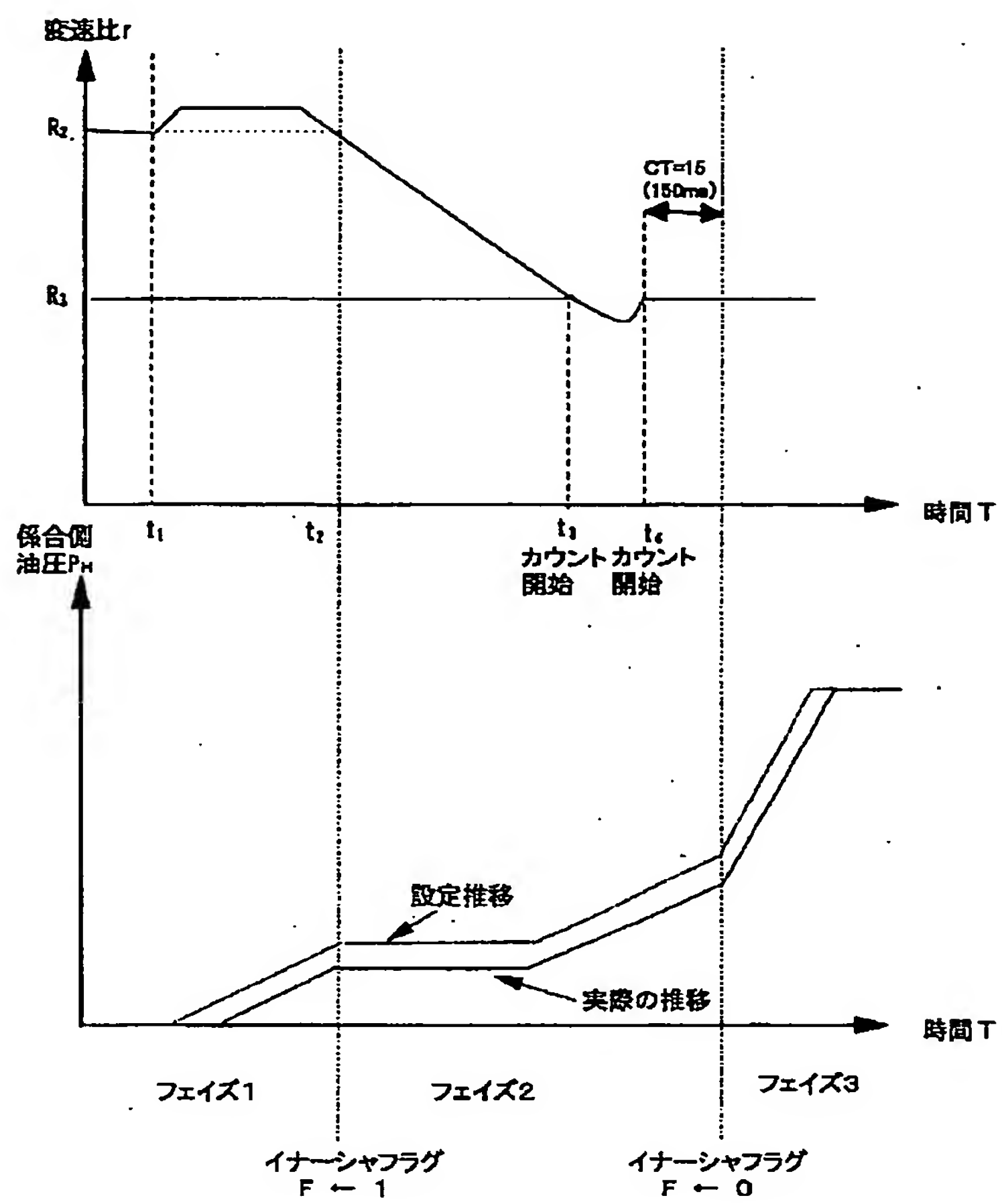
[Drawing 3]



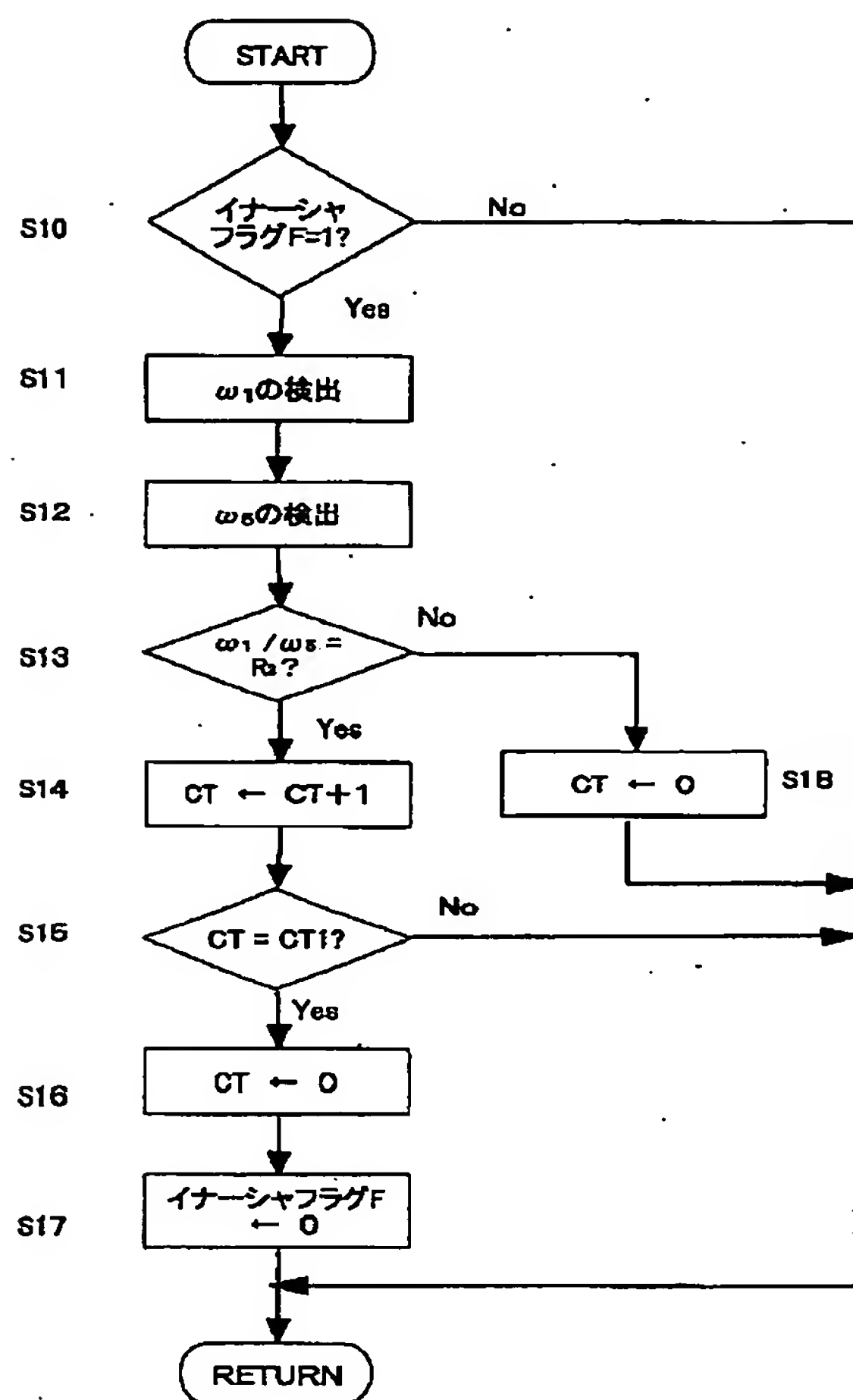
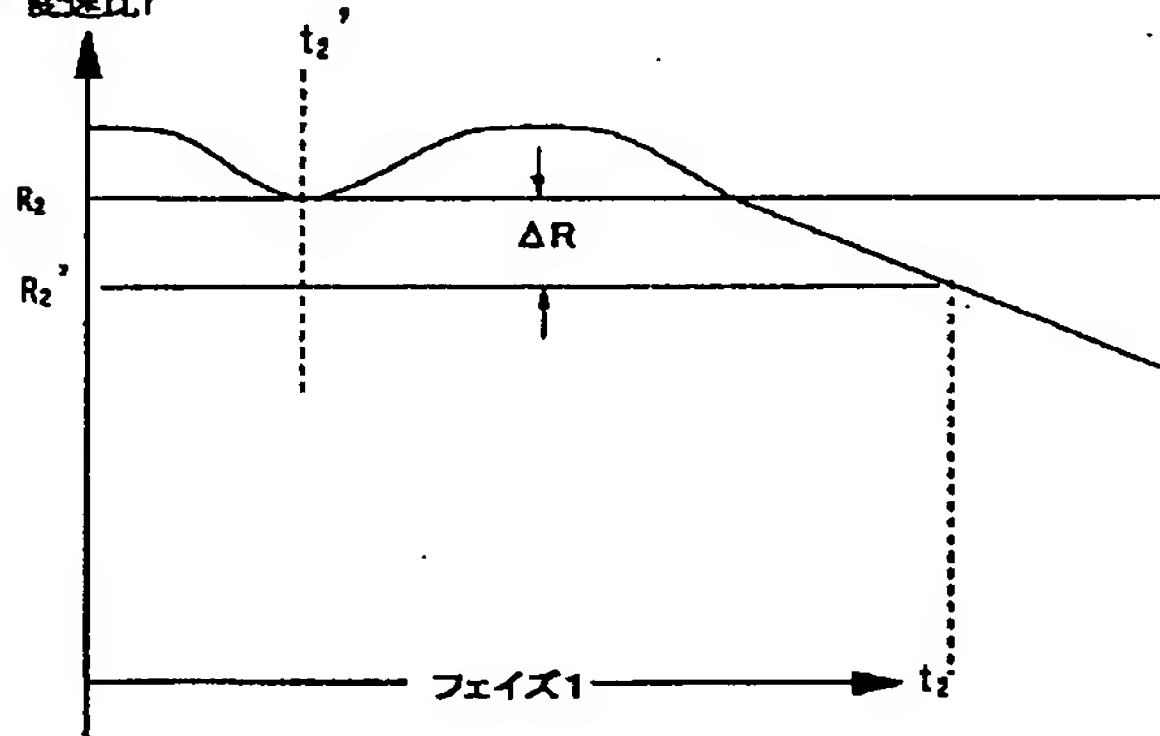
[Drawing 10]



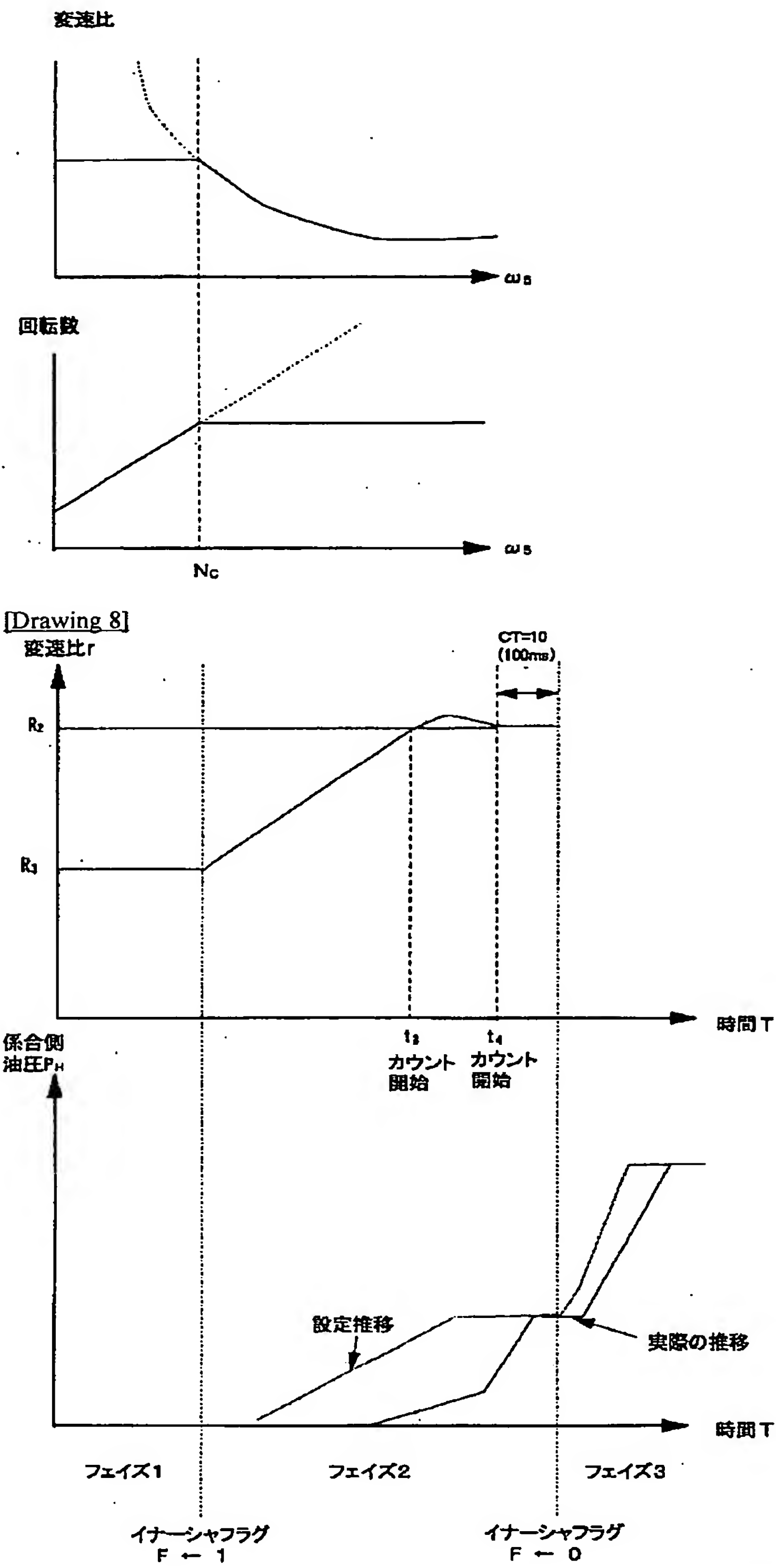
[Drawing 6]



[Drawing 7]

[Drawing 11]
変速比r

[Drawing 12]



[Translation done.]

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-097331

(43)Date of publication of application : 04.04.2000

(51)Int.Cl.

F16H 61/08
// F16H 59:40
F16H 59:42
F16H 63:12

(21)Application number : 10-287227

(71)Applicant : FUJI HEAVY IND LTD

(22)Date of filing : 24.09.1998

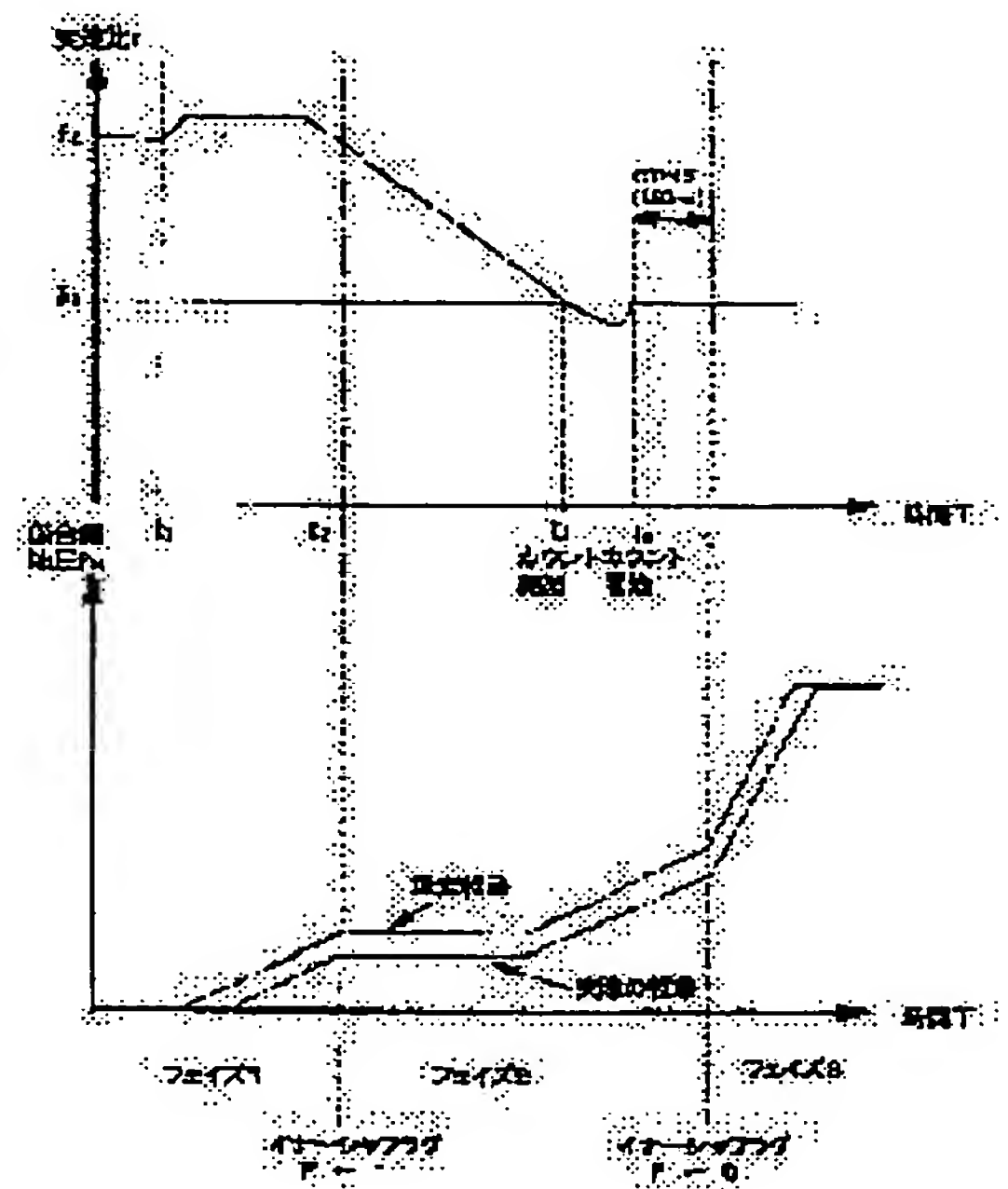
(72)Inventor : NANBA ATSUSHI

(54) AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress worsening of shift quality by properly deciding a timing of a start/completion of control of an inertia phase.

SOLUTION: In upshift, at a point of time t_2 when a change gear ratio (r) monitored at a process of gear shifting is synchronized with a reference change gear ratio R_2' lower than a change gear ratio R_2 before gear shifting, control of an inertia phase is started. At a point of time (a time t_4) when a state (times t_3 and t_4) that a change gear ratio (r) is synchronized with a change gear ratio R_3 to be reached through gear shifting is continued for a time longer than a decision time, control of the inertial phase is completed.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

30.07.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2000-97331

(P2000-97331A)

(43)公開日 平成12年4月4日(2000.4.4)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

テーマト* (参考)

F 1 6 H 61/08

F 1 6 H 61/08

// F 1 6 H 59:40

59:42

63:12

審査請求 未請求 請求項の数 5 F D (全 10 頁)

(21)出願番号

特願平10-287227

(22)出願日

平成10年9月24日(1998.9.24)

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72)発明者 難波 篤史

東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会社スバル研究所内

(74)代理人 100101982

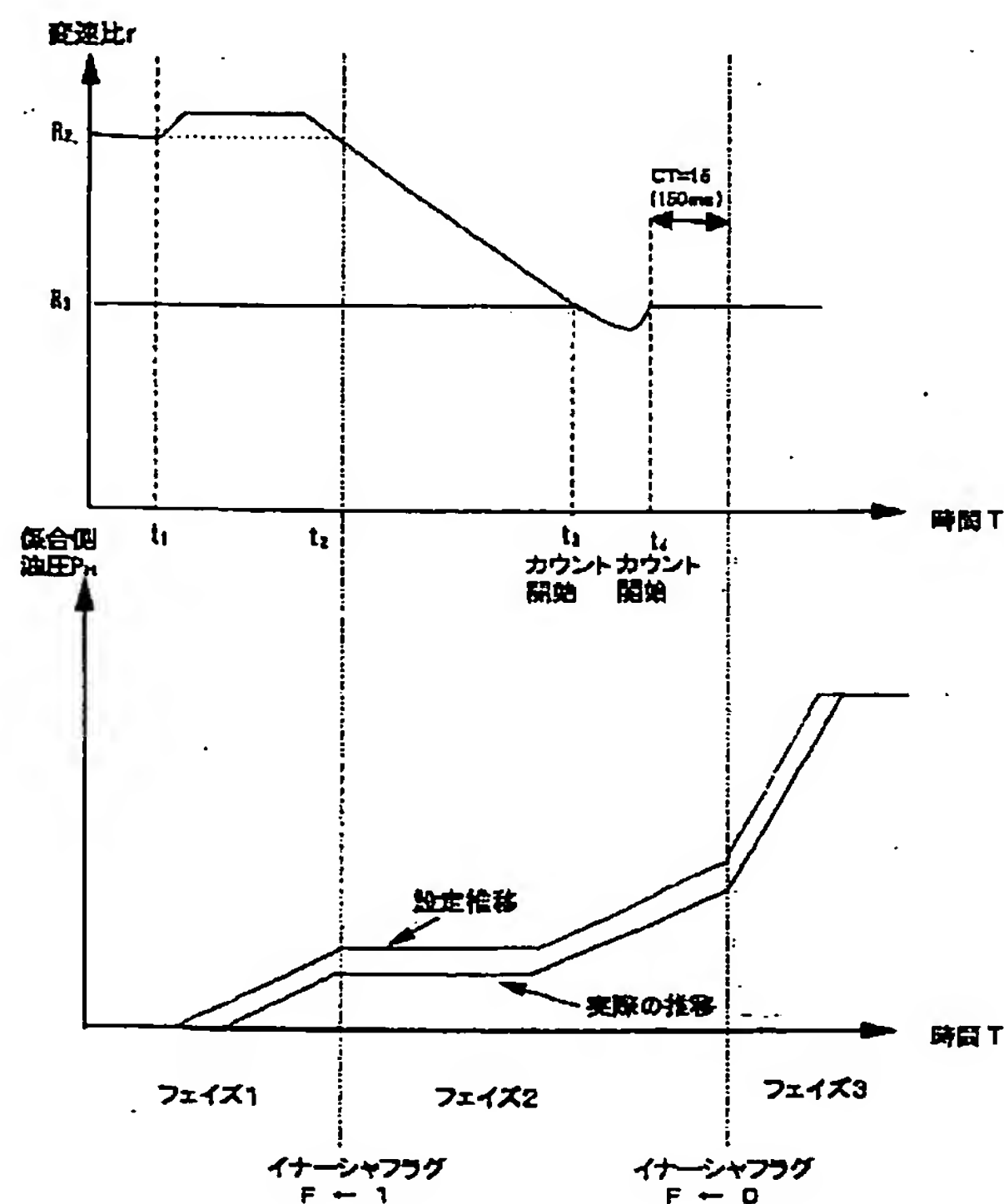
弁理士 久米川 正光

(54)【発明の名称】 自動変速機

(57)【要約】

【課題】 イナーシャ相制御の開始/終了のタイミング判定を的確に行うことにより、シフトクオリティの悪化を抑制すること。

【解決手段】 アップシフトにおいて、変速の過程においてモニタリングされている変速比 r が、変速前の変速比 $R2$ よりも小さい基準変速比 $R2'$ と同期した時点 $t2$ に、イナーシャ相制御を開始する。変速比 r が、変速により到達すべき変速比 $R3$ と同期した状態(時間 $t3$ 、 $t4$) が判定時間以上継続した時点(時間 $t4$) に、イナーシャ相制御を終了する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】自動変速機において、
 駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、
 車輪に駆動力を伝達する出力軸と、
 前記入力軸と前記出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、
 前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数を検出する検出手段と、
 前記係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、
 前記制御手段は、アップシフトにおいて、前記検出手段により検出された前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速前の変速比よりも小さい基準変速比と同期した場合に、イナーシャ相制御を開始すると共に、前記算出された変速比が、変速により到達すべき変速比と同期した状態が判定時間以上継続した場合に、前記イナーシャ相制御を終了することを特徴とする自動変速機。

【請求項 2】自動変速機において、
 駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、
 車輪に駆動力を伝達する出力軸と、
 前記入力軸と前記出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、
 前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数を検出する検出手段と、
 前記係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、
 前記制御手段は、アップシフトにおいて、前記検出手段により検出された前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速前の変速比よりも小さい基準変速比と同期した場合に、イナーシャ相制御を開始することを特徴とする自動変速機。

【請求項 3】前記基準変速比を、前記出力軸または前記入力軸の回転数に応じて変えることを特徴とする請求項 1 または 2 にされた自動変速機。

【請求項 4】自動変速機において、
 駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、
 車輪に駆動力を伝達する出力軸と、
 前記入力軸と前記出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、
 前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数を検出する検出手段と、
 前記係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、
 前記制御手段は、前記検出手段により検出された前記入力軸の回転数及び前記出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速により到達すべき変速比と同期した状態が判定時間以上継続した場合に、イナーシャ相制御を終了することを特徴とする自動変速機。

【請求項 5】前記判定時間は、アップシフト時よりもダ

ウンシフト時の方が短く設定されていることを特徴とする請求項 4 に記載された自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、自動変速機に係り、特にイナーシャ相制御のタイミング判定に関する。

【0002】

【従来の技術】自動変速機における変速制御は、原則として、変速開始時制御、トルク相制御、イナーシャ相制御、変速終了時制御という順序で進行する。一般に、イナーシャ相は、タービン回転数（変速機の入力軸の回転数）及びアウトプット回転数（変速機の出力側の回転数）から算出される変速比が、変速後の変速比に向けて、経時的に変化していくフェイズである。

【0003】従来、イナーシャ相制御のタイミング判定は以下のように行われている。まず、イナーシャ相制御の開始判定について説明する。イナーシャ相制御の実行に先立つ制御において、解放側のクラッチ、ブレーキ（以下、これらを係合要素という）の油圧を減少させて、この係合要素に若干の滑りを発生させる。この状態は、いわゆるエンジンの吹上がりと呼ばれており、変速比は変速前の変速比より若干大きくなる。その後、係合側の係合要素への油圧の供給を開始する。係合側の油圧がある程度上昇すると変速比は減少し始める。そして、変速比が変速前の変速比と一致した場合に、イナーシャ相制御が開始される。

【0004】一方、従来、イナーシャ相制御の終了判定は以下のようにして行われている。イナーシャ相制御において、係合側の係合制御が進むにつれて、変速比は、アップシフトの際には徐々に減少し、ダウンシフトの際には徐々に増加する。そして、変速比が、その変速により到達すべき変速比（後段の変速比）と一致した時点で、イナーシャ相制御は終了する。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】上述した従来のタイミング判定は、変速比が所定の変速比（開始判定は変速前の変速比、終了判定は変速後の変速比）と一致したか否かにより行われていた。このような判定は、変速比の変化が係合要素の係合状態の変化だけに依存して生じることを前提としたものである。確かに、変速比は、主として係合制御の進行に起因して変化する。しかしながら、変速比は係合状態以外にもエンジン回転数の変化等に起因して変化する可能性がある。このため、係合要素が所望の状態でないにも拘わらず、他の要因によって、変速比が所定の変速比と一致してしまうといったケースが生じ得る。

【0006】さらに、イナーシャ相制御の終了後は、係合側の油圧を最高圧まで一気に上昇させるといった油圧制御が一般的に行われる。そのため、係合側の係合要素が不完全な係合状態であるにも拘わらず、イナーシャ相

制御を終了し、係合側の油圧を急激に変化させた場合、係合側の係合要素が不完全な係合状態から完全な係合状態へと急激に変化してしまう。その結果、変速ショックが生じ、シフトクオリティを悪化させてしまう。

【0007】このように従来技術においては、実際の変速比が所定の変速比と一致した時点でイナーシャ相制御のタイミング判定を行っていたため、係合要素が想定している状態でないにも拘わらず、イナーシャ相制御が開始/終了するものと判定してしまうケースがあった。

【0008】そこで、本発明の目的は、イナーシャ相制御のタイミング判定を的確に行うことにより、シフトクオリティの悪化を抑制することである。

【0009】

【課題を解決するための手段】かかる課題を解決するために、本発明の第1の態様は、自動変速機において、駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、車輪に駆動力を伝達する出力軸と、入力軸と出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、入力軸の回転数及び出力軸の回転数を検出する検出手段と、係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、この制御手段は、アップシフトにおいて、検出手段により検出された入力軸の回転数及び出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速前の変速比よりも小さい基準変速比と同期した場合に、イナーシャ相制御を開始すると共に、算出された変速比が、変速により到達すべき変速比と同期した状態が判定時間以上継続した場合に、イナーシャ相制御を終了する自動変速機を提供する。

【0010】また、本発明の第2の態様は、自動変速機において、駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、車輪に駆動力を伝達する出力軸と、入力軸と出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、入力軸の回転数及び出力軸の回転数を検出する検出手段と、係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、この制御手段は、アップシフトにおいて、検出手段により検出された入力軸の回転数及び出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速前の変速比よりも小さい基準変速比と同期した場合に、イナーシャ相制御を開始する自動変速機を提供する。

【0011】上記の第1及び第2の態様において、上記の基準変速比を出力軸または入力軸の回転数に応じて変えることが好ましい。

【0012】さらに、本発明の第3の態様は、自動変速機において、駆動機関からの駆動力を受ける入力軸と、車輪に駆動力を伝達する出力軸と、入力軸と出力軸との間の動力伝達特性を設定する複数の係合要素と、入力軸の回転数及び出力軸の回転数を検出する検出手段と、係合要素の解放及び係合を制御する制御手段とを有し、この制御手段は、検出手段により検出された入力軸の回転数及び出力軸の回転数に基づき算出された変速比が、変速により到達すべき変速比と同期した状態が判定時間以

上継続した場合に、イナーシャ相制御を終了する自動変速機を提供する。

【0013】ここで、上記の判定時間は、アップシフト時よりもダウンシフト時の方が短く設定されていることが好ましい。

【0014】

【発明の実施の形態】図1は、一例としての自動変速機(AT)における概略的構造を示す図である。エンジンのクランクシャフト9からの駆動力は、トルクコンバータ10を介して、この変速機のタービンシャフト11に伝達される。変速機の入力軸であるタービンシャフト11は、リアプラネタリ2のサンギアに連結されている。一方、変速機の出力軸であるリダクションドライブシャフト12は、フロントプラネタリ1のリングギア及びリアプラネタリ2のプラネタリキャリアに連結されている。2つのプラネタリギア1、2における各メンバ(サンギア、プラネタリキャリア、リングギア)は、図示したように、3つの多板クラッチ(リバースクラッチ3、ハイクラッチ5、ロークラッチ6)、2つの多板ブレーキ(2&4ブレーキ4、ロー&リバースブレーキ7)、ローワンウェイクラッチ8に連結されている。これらの係合要素(クラッチ、ブレーキ)は、変速段に応じて選択的に係合又は解放される。これにより、この変速機は前進4段、後進1段の変速を行うことができる。

【0015】図2は、上記の変速機における変速位置と係合要素の係合状態との関係を示した表である。この表において、○印は、該当する係合要素が係合していることを表し、ブランクは解放していることを表している。また、◎印は、該当する駆動時のみ係合していることを表している。この変速機では、1速-2速間変速を除き、クラッチ・ツウ・クラッチ(Clutch to Clutch)変速が行われる。クラッチ・ツウ・クラッチ変速とは、前段係合要素を解放すると同時に、後段係合要素を係合していく変速である。一方、ローワンウェイクラッチ8が作用する1速-2速間の変速では、2&4ブレーキ4の係合制御だけで変速が達成される。

【0016】図3は、自動変速機の制御機構を全体的に示した説明図である。この制御機構は、主として、エンジン21、変速機構22、油圧制御機構23、電子制御ユニット(ECU)24で構成されている。エンジン21により発生したトルクは、トルクコンバータ10、タービンシャフト11、及び変速機構22を介してリダクションドライブシャフト12に伝達される。このシャフト12のトルクは、ドライブピニオンシャフト15を介して、デファレンシャルギア16に伝達され、前輪を駆動する。

【0017】スロットル開度センサS1は、エンジン21のスロットル開度 θ を検出するためのセンサである。エンジン回転数センサS2は、クランクシャフト9の回転数、すなわちエンジン回転数 ω_E を検出するセンサで

ある。また、タービン回転数センサ S 3 は、タービンシャフト 11 の回転数 $\omega 1$ を検出するセンサである。アウトプット回転数センサ S 4 は、リダクションドライブシャフト 12 (本実施例における出力軸) の回転数 $\omega 5$ を検出するセンサである。これらの回転数を検出するセンサは、例えば電磁ピックアップを用いてもよい。

【0018】油圧制御機構 23 中のオイルポンプ 36 は、オイルパン 37 から吸入した制御油を吐出する。レギュレータバルブ 38 により所定の油圧に調整された制御油は、5つのリニアソレノイドバルブ 31、32、33、34、35 に供給される。ここで、リニアソレノイドバルブは係合要素ごとに設けられている。それぞれのリニアソレノイドバルブは、油圧制御回路 51 からの電流値に応じて、それに対応した係合要素を直接的かつリニア (電流値に応じて連続した制御量を生じる) に係合制御する。係合要素ごとにソレノイドバルブを設け、各係合要素の係合制御を、対応したバルブにより直接的に行う方式は、一般にダイレクト A T と呼ばれている。

【0019】図 4 は、リニアソレノイドバルブの構造を示す断面図である。制御電流に応じて電磁石により発生された磁界が、スプール弁を移動させ、これにより供給ポートと出力ポートが連通される。リニアソレノイドバルブを用いたダイレクト A T 方式では、制御電流に応じてリニアに油圧を調整できる。また、デューティソレノイドバルブで必要とされるアキュムレータを用いる必要がない。従って、リニアソレノイドバルブを用いたダイレクト A T 方式は、インターロックや突き上げ感を生じさせないような精度の高い油圧制御を、リニアソレノイドバルブへ供給する電流制御により行うことができる。本実施例では、このリニアソレノイドバルブとして、電流が 0 の時に最大コントロール圧を供給するノーマリー・ハイ (Normally-High) のバルブを用いている。図 5 は、変速段及び各リニアソレノイドバルブの開閉状態の関係を示した表である。

【0020】なお、ダイレクト A T 方式に代えて、デューティソレノイドバルブと切り換え弁とを組み合わせたコンベンショナルな油圧回路を用いることも可能である。但し、油圧の正確な制御が必要な本実施例では、ダイレクト A T を利用するのが好ましいであろう。

【0021】ECU 24 は、CPU 41、ROM 42、RAM 43、入力回路 44、及び出力回路 45 で構成されている。ROM 42 中には、目標タービン回転数 ωr を算出するための基準となる目標パターンに関するデータが記憶されている。センサ S 1、S 2、S 3、S 4 から出力された信号は、入力回路 44 に入力される。CPU 41 はこれらのセンサからの情報に応じて、係合要素の油圧を制御するための演算を行う。演算結果としての制御情報は、出力回路 45 を介して油圧制御回路 51 に出力される。油圧制御回路 51 は、出力回路 45 からの制御信号に基づき、各リニアソレノイドバルブを動作さ

せる電流値を求め、これを各々のリニアソレノイドバルブに供給する。

【0022】(アップシフト時における終了判定) 以下、アップシフト時における終了判定を、2速から3速への変速を例に説明する。但し、これは一例であり、本発明は他の変速においても適用することは当然可能である。図 6 は、2-3 変速 (アップシフト) における変速比 r 及び係合側油圧 PH に関するタイミングチャートである。また、図 7 は、イナーシャ相制御の終了判定のフローチャートである。なお、図 7 のフローチャートは 10ms の間隔で繰り返し実行される。

【0023】まず、図 6 のフェイズ 1 において、係合状態にある 2 & 4 ブレーキ 4 の油圧 PD を徐々に減少していく。これにより、このブレーキ 4 に若干の滑り (変速前の変速比 $R2$ に対して 2% 上昇する程度) を生じさせる。この滑りは変速比 r の変化として検出することができる。そして、変速比 r が、 $R2$ (2速の変速比) $\times 1.02$ の値に上昇するまで、解放側の油圧 PD を減少させていく。図 6 における時間 $t1$ は、このような変速比 r の上昇が生じた時間である。なお、変速比 r は、タービン回転数センサ S 3 により検出されたタービン回転数 $\omega 1$ を、アウトプット回転数センサ S 4 により検出されたアウトプット回転数 $\omega 5$ で割った値であり、CPU 41 により算出される。

【0024】次に、時間 $t1$ 以降、発生した滑りが維持 (すなわち変速比 r が若干上昇した値を維持) するような油圧制御を行う。すなわち、解放側である 2 & 4 ブレーキ 4 の油圧 PD をさらに減少させていくと同時に、係合側であるハイクラッチ 5 の油圧 PH を徐々に上昇させていく。イナーシャ相制御の実行を示すイナーシャフラグ F は、初期値として 0 にセットされている。従って、フェイズ 1 の期間においては、図 7 におけるステップ 10 の判断により、ステップ 11 以降の手順は実行されない。

【0025】やがて、ハイクラッチ 5 の油圧 PH が上昇し、このクラッチ 5 のトルクが大きくなると、センサ S 3 及び S 4 からの情報から算出された変速比 r は、徐々に減少していく。そして、変速比 r が基準変速比 $R2'$ と同期した時点 (時間 $t2$) で、フェイズ 1 を終了して、フェイズ 2 へと移行する。すなわち、イナーシャフラグ F を 0 から 1 にセットする。

【0026】ここで、基準変速比 $R2'$ は、変速前の変速比 $R2$ よりも若干小さな値である。図 11 は、図 6 のフェイズ 1 における変速比の変化を拡大した図である。フェイズ 1 の解放側の係合要素で生じた滑りにより、変速比 r は変速前の変速比 $R2$ より若干大きくなる。係合要素が滑っている状態において、変速比 r は一定とはならず、実際には図 11 に示したように変動している。この場合、変速比の変動により一時的に変速前の変速比 $R2$ と一致してしまう場合 (この時の時刻 $t2'$) が生じ

る。従来の方法では、変速比 r が変速比 $R2$ と一致した時に、フェイズ 2 の制御、すなわちイナーシャ相制御を開始すると判定しているため、時刻 $t2'$ においてイナーシャ相制御を開始してしまう。本来、時刻 $t2$ において開始すべき制御を、解放側の係合制御が十分に進行していない時刻 $t2'$ で開始してしまうため、このような誤判定によりシフトクオリティを悪化させる可能性がある。

【0027】そこで、変速前の変速比 $R2$ より若干小さい基準変速比 $R2'$ をイナーシャ相制御の開始を判定する基準とし、変速比 r が基準変速比 $R2'$ と同期した時点で、イナーシャ相制御を開始している。係合要素の状態以外の要因（例えばエンジン状態または変速比の追従制御による変動）に起因した変速比 r の変動では、変速比 $R2$ と一致することはあってもこれより小さくなることは理論上はない。変速比 r が変速比 $R2$ より小さくなるのは、係合制御が進行した場合だけである。従って、基準変速比 $R2'$ を用いて開始判定をすれば、係合制御が適切に進行した状態でイナーシャ相制御に移行することができる。

【0028】変速比 $R2$ より小さい基準変速比 $R2'$ に基づく開始判定は、変速比 $R2$ を用いた場合と比べて、イナーシャ相制御の開始が遅れる。従って、この基準変速比 $R2'$ は、制御性とシフトクオリティの双方を考慮して適切に設定することが重要となる。そこで、基準変速比 $R2'$ を、アウトプット回転数（タービン回転数であってもよい）に応じて変えることが好ましい。例えば、以下のようにして設定してもよい。

【0029】変速前の変速比 $R2$ から補正量 ΔR だけ引いた値を基準変速比 $R2'$ として用いる。図 12 は、基準変速比の設定方法を説明した図である。補正量 ΔR は、アップシフトの指令を受けた時点におけるアウトプット回転数 ω_5 が基準回転数 N_c より低い場合、回転数 ω_5 の増加と共に線形的に増加する値を用いる。これは、変速比で説明すると、一定の変速比になるような補正量を設定することである。一方、アウトプット回転数 ω_5 が基準回転数 N_c 以上の場合、一定の回転数となるような値を設定する。

【0030】フェイズ 2 の制御（イナーシャ相制御）では、まず、時間 $t2$ において、イナーシャフラグ F から 1 に設定されるため、この時間 $t2$ 以降、このフラグ F が再び 0 にセットされるまでの間、図 7 のフローチャートのステップ 11 以降の手順が実行される。

【0031】まず、タービン回転数 ω_1 がセンサ $S3$ により検出され（ステップ 11）、アウトプット回転数 ω_5 がセンサ $S4$ により検出される（ステップ 12）。ステップ 13 において、CPU 41 は、これらのセンサからの情報に基づき、変速比 r ($=\omega_1/\omega_5$) を算出する。そして、この算出された変速比 r が、変速により到達すべき変速比（3 速の変速比 $R3$ ）と同期しているか

否かが判断される。ここでいうところの同期とは、変速比 r が、変速後の変速比 $R3$ を中心とした所定範囲内（一例として $\pm 1\%$ ）の値である場合をいう。時間 $t2$ の直後には、変速比 r は変速比 $R3$ より大きいので、ステップ 13 の判断によりリターンへと進む。

【0032】イナーシャ相制御では、解放側である 2 & 4 ブレーキ 4 の油圧 PD を最低油圧に設定すると共に、係合側であるハイクラッチ 5 の油圧 PH を上昇させていく。これにより、変速比 r は徐々に減少していく。やがて、変速比 r が変速比 $R3$ と同期すると（その時の時間 $t3$ ）、ステップ 13 の判断により、ステップ 14 以降のステップが実行される。ステップ 14 において、カウンタ値 CT に 1 が加算される。このカウンタ値 CT は、変速比の同期が維持されている時間（すなわち、変速比 r が変速後の変速比 $R3$ と同期している時間）をカウントするためのものである。カウンタ値 CT の初期値は 0 であるため、時間 $t3$ 直後におけるステップ 14 の実行により、カウンタ値 CT は 1 にセットされる。次に、ステップ 15 において、カウンタ値 CT が判定時間 $CT1$ と一致しているか否かが判断される。この判定時間 $CT1$ は、一例として 15 としてもよい（つまり、フローチャートが 10ms ごとに実行されるため、判定時間は 150ms となる）。現在のカウンタ値 CT は 1 なので、ステップ 15 からリターンへと進む。

【0033】図 6 に示したような変速比 r の変化からわかるように、時間 $t3$ 後において変速比 r は、変速比 $R3$ より小さくなっている。このように変速比 r が一時的に変速比 $R3$ と一致したに過ぎない場合は、ステップ 13 の同期判断により、カウンタ値 CT のカウントを停止して、その内容をリセットする（ステップ 18）。そしてリターンへと進む。

【0034】その後、変速比 r が増加して $R3$ と再び同期した時点で（時間 $t4$ ）、ステップ 13 の同期判断により、カウンタ値 CT が 0 から 1 にセットされ（ステップ 14）、同期の継続時間がカウントされる。時間 $t4$ 以降、変速比 r は変速比 $R3$ と同期した状態が継続している。従って、ステップ 10 からステップ 15（ステップ 15 の判断は No ）が 10ms で繰り返し実行され、カウンタ値 CT がインクリメントされていく。そして、最終的にカウンタ値 CT が判定時間 $CT1$ ($=15$) になったら、カウンタ値 CT をリセットして（ステップ 16）、イナーシャフラグ F が 0 にセットされる。これにより、イナーシャ相制御が終了する。

【0035】そして最後にフェイズ 3 が実行される。このフェイズでは、係合側のハイクラッチ 5 の油圧 PH を最高圧まで変化させる。これにより、アップシフトにおける一連の変速手順が終了する。

【0036】図 6 の時間 $t3$ と時間 $t4$ の間において、変速比 r が変速比 $R3$ 以下に減少してしまうケースが生じ得る理由を説明する。ハイクラッチ 5 に対応したリニ

アソレノイドバルブ 33 の誤差や油圧応答遅れ等に起因して、係合側の油圧 PH が、本来推移すべき変化（図 6 の係合側油圧（PH）における破線）と、程度の差はあるにせよ、異なる変化（6 の係合側油圧（PH）における実線）となる。具体的には、油圧の実際の推移は、理想的な推移である設定推移より遅れることが多い。その結果、係合要素が期待したほどに係合制御が進行していないことがある。仮に、変速比 r の減少が係合要素の係合状態だけに依存するのであるならば、係合側の油圧応答の遅れに応じて、変速比 r の変化も鈍くなる。しかしながら、実際には、変速比 r の変化は、係合側の係合制御だけに起因するわけではなく、パワーオフのアップシフトの場合は、エンジン回転数の落ち込み（ニュートラル回転数へ向かって回転数が減少）にも依存するのである。その結果、係合制御が遅れているにも拘わらず、エンジン回転数の落ち込みにより、変速比 r が変速後 R2 と一致してしまうことがある。エンジンの回転数の落ち込みに起因した変速比の一致が生じた時点で（時間 $t3$ ）、イナーシャ相制御を終了し、変速終了時制御（フェイズ 3）を開始した場合における変速比の変化を図 9 に示す。この図からわかるように、時間 $t3$ から油圧応答遅れに相当する遅延時間後に、係合側の油圧 PH が急激に上昇している。このような変速比 r の急激な変化により、変速ショックが生じ、シフトクオリティを悪化させる要因となる。

【0037】そこで、本実施例では、変速比 r がこの変速により到達すべき変速比 R3 に同期した状態が、判定時間（本実施例では 150ms（10ms×15））経過した場合に、イナーシャ相制御を終了するようにしている。つまり、変速比 r が変速比 R と単に一致しただけでは終了と判定せず、同期が継続している期間も考慮して判定を行っている。具体的には、例えば時間 $t3$ における変速比 r のように、同期が継続しないならばイナーシャ相制御を終了させない。その結果、エンジン回転数の落ち込みにより、変速比 r が後段側の変速比 R3 に一時的に同期した場合には、イナーシャ相制御が続行される。そして、時間 $t4$ における変速比の同期のように、係合側の係合要素が十分に係合した場合に限って、かかる制御を終了する。従って、変速ショックの発生を抑制することができる。このように、変速比が同期している

【0038】なお、以上の説明において、同期が継続した時間が判定時間と一致したことをイナーシャ相制御の判定基準としている。しかしながら、本発明の趣旨より、これを拡張して、終了基準を、同期が判定時間以上継続したこととしてもよい。

【0039】（ダウンシフト時における終了判定）同様のケースは、ダウンシフトにおいても生じる可能性があ

る。図 8 は、本実施例における 3-2 変速（ダウンシフト）における変速比及び係合側油圧に関するタイミングチャートである。また、この場合のイナーシャ相制御の終了判定のフローチャートは、ステップ 13 中の変速比 R2 に変えただけで、その他は図 8 に示したそれと同様である。

【0040】図 10 は、パワーオンでダウンシフトする場合における係合側である 2 & 4 ブレーキ 4 の油圧 PD 及び変速比の推移を説明したタイミングチャートである。係合側油圧 PD に関して設定値よりも実際の油圧が低い場合、パワーオンによりエンジンが吹き上がってしまうことがある。これにより、変速比 r が上昇し、変速比 r が変速後の変速比 R2 と同期してしまうことがある（図 10 の時間 $t3$ ）。このような場合に、イナーシャ相制御を終了してしまうと、アップシフトのケースで説明したのと同様の理由により、変速比 r が急激に R2 へと変化してしまうため、変速ショックが発生し得る。

【0041】そこで、図 8 に示したように、変速比 r が変速後の変速比 R2 に同期した状態が判定時間（例えば、CT1 = 10、すなわち 100ms）継続した場合に、イナーシャ相制御を終了するようにする。これにより、エンジンの吹上がりにより変速比の同期が生じた場合（図 8 の時間 $t3$ ）には、変速終了時制御に移行しないので、変速ショックの発生を抑制することができる。

【0042】なお、判定時間 CT1 の値は、アップシフト時よりもダウンシフト時の方を短く設定しているが、同じ値を設定してもよい。但し、ダウンシフトの判定時間を短くしたほうが、シフトクオリティの観点上好ましいであろう。上述したように、アップシフトのイナーシャ相制御は係合側の油圧制御を行い、解放側は最低圧に設定されている。従って、イナーシャ相制御中でも、変速比が変速後の変速比に同期した状態が継続しているならば、変速後の制御と変わらない状態となる。その結果、イナーシャ相制御の終了判定を的確に行うためには、変速終了時の判定時間の設定値を多少大きくしても、シフトクオリティの観点から見れば問題ない。一方、パワーオンのダウンシフトにおけるイナーシャ相制御では、解放側の油圧制御を行い、この制御の後半で係合側の油圧を上昇させる。そして、イナーシャ相制御の終了判定時に、解放側を最低油圧に設定すると共に、係合側の油圧を最高圧にして係合側の係合要素を完全締結させる。そのため、変速終了時の変速時間の設定値を大きくすると、係合側及び解放側の双方の油圧により、インターロックが生じるおそれがある。従って、変速終了時の判定時間をあまり大きくとることは好ましくない。以上の理由により、ダウンシフトの判定時間の方をアップシフトのそれよりも短くすることが有効となる。

【0043】

【発明の効果】このように本発明によれば、イナーシャ相制御の開始/終了タイミングを的確に判定することが

でき、従来技術で生じる可能性のあった誤判定によるシフトクオリティの低下を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本実施例の自動変速機における主要部の概略的構造を示す図

【図2】変速位置と係合要素の係合状態との関係を示した表

【図3】自動変速機の制御機構を全体的に示した説明図

【図4】リニアソレノイドバルブの構造を示す断面図

【図5】変速段及び各リニアソレノイドバルブの開閉状態の関係を示した表

【図6】2-3変速（アップシフト）における変速比及び係合側油圧に関するタイミングチャート

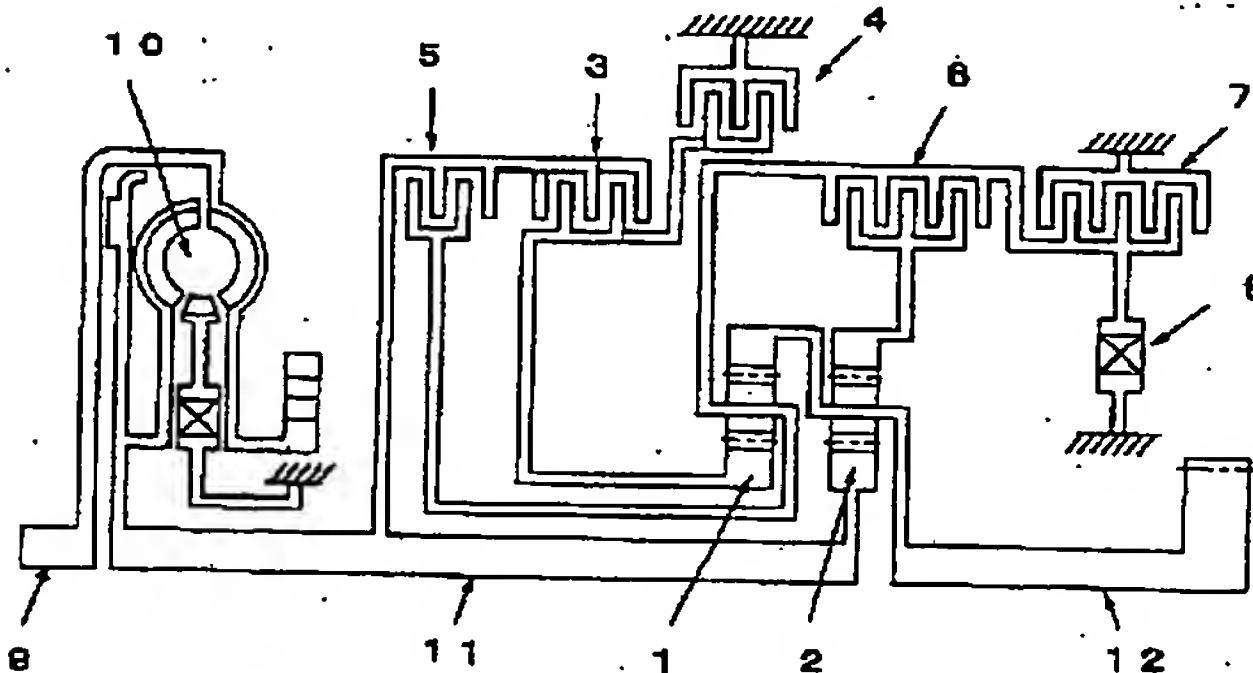
【図7】イナーシャ相制御の終了判定のフローチャート

【図8】2-3変速（ダウンシフト）における変速比及び係合側油圧に関するタイミングチャート

【図9】パワーオフでアップシフトする場合における係合側係合要素の供給油圧及び実際の変速比の推移を説明するためのタイミングチャート

【図10】パワーオンでダウンシフトする場合における係合側係合要素の供給油圧及び実際の変速比の推移を説

【図1】



【図5】

変速段	リアソレノイド A・B・P 31	リアソレノイド A・B・P 32	リアソレノイド A・B・P 33	リアソレノイド A・B・P 34	リアソレノイド A・B・P 35
1速	オン	オン	オン	オフ	オン
2速	オン	オフ	オン	オフ	オン
3速	オン	オン	オフ	オフ	オン
4速	オン	オフ	オフ	オン	オン
後進	オフ	オン	オン	オン	オフ

明するためのタイミングチャート

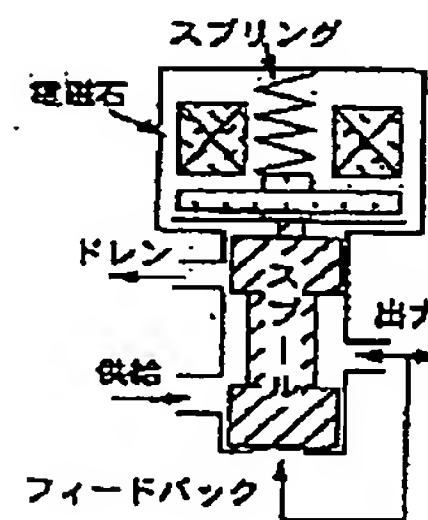
【図11】図6のフェイズ1における変速比の変化を拡大した図

【図12】基準変速比の設定方法を説明した図

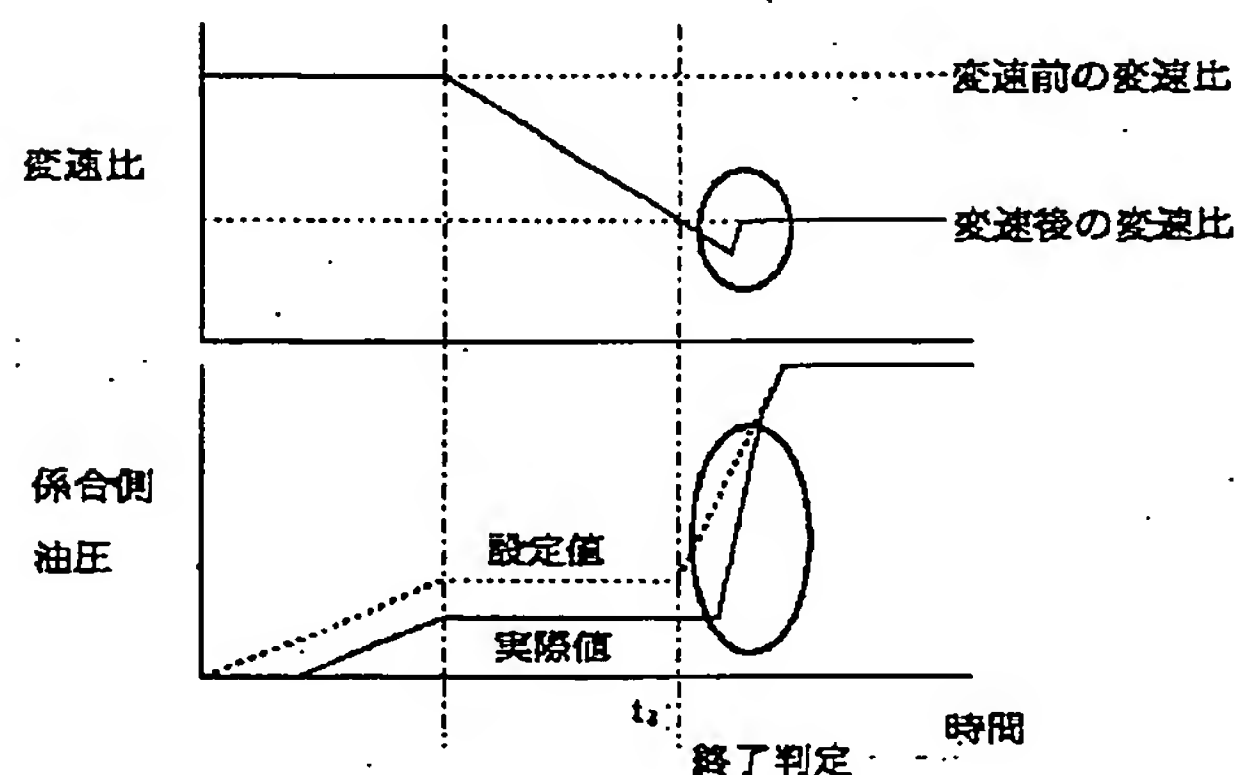
【符号の説明】

1 フロントプラネタリ、2 リアプラネタリ、3 リバースクラッチ、4 2&4ブレーキ、5 ハイクラッチ、6 ロッククラッチ、7 ロー&リバースブレーキ、8 ローワンウェイクラッチ、9 クランクシャフト、10 トルクコンバータ、11 タービンシャフト、12 リダクションドライブシャフト、15 ドライブピニオンシャフト、16 デファレンシャルギア、21 エンジン、22 変速機構、23 油圧制御機構、24 ECU、31、32、33、34、35 リニアソレノイドバルブ、36 オイルポンプ、37 オイルパン、38 レギュレータバルブ、41 CPU、42 ROM、43 RAM、44 入力回路、45 出力回路、51 油圧制御回路、S1 スロットル開度センサ、S2 エンジン回転数センサ、S3 タービン回転数センサ、S4 アウトプット回転数センサ

【図4】



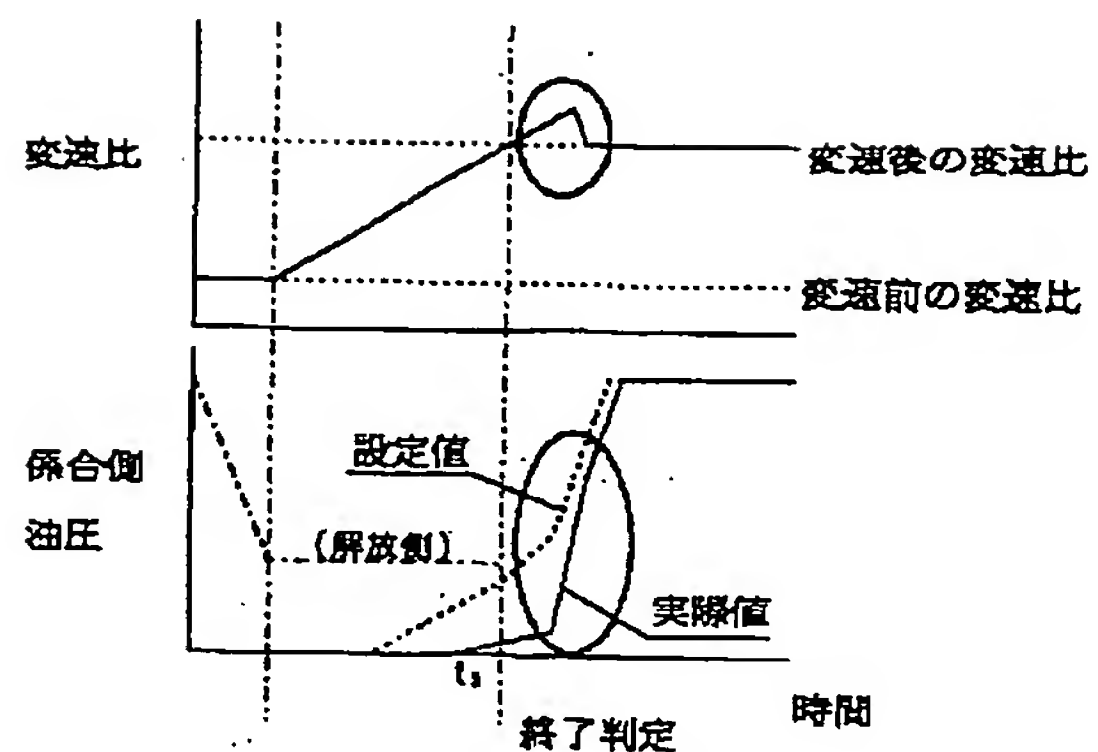
【図9】



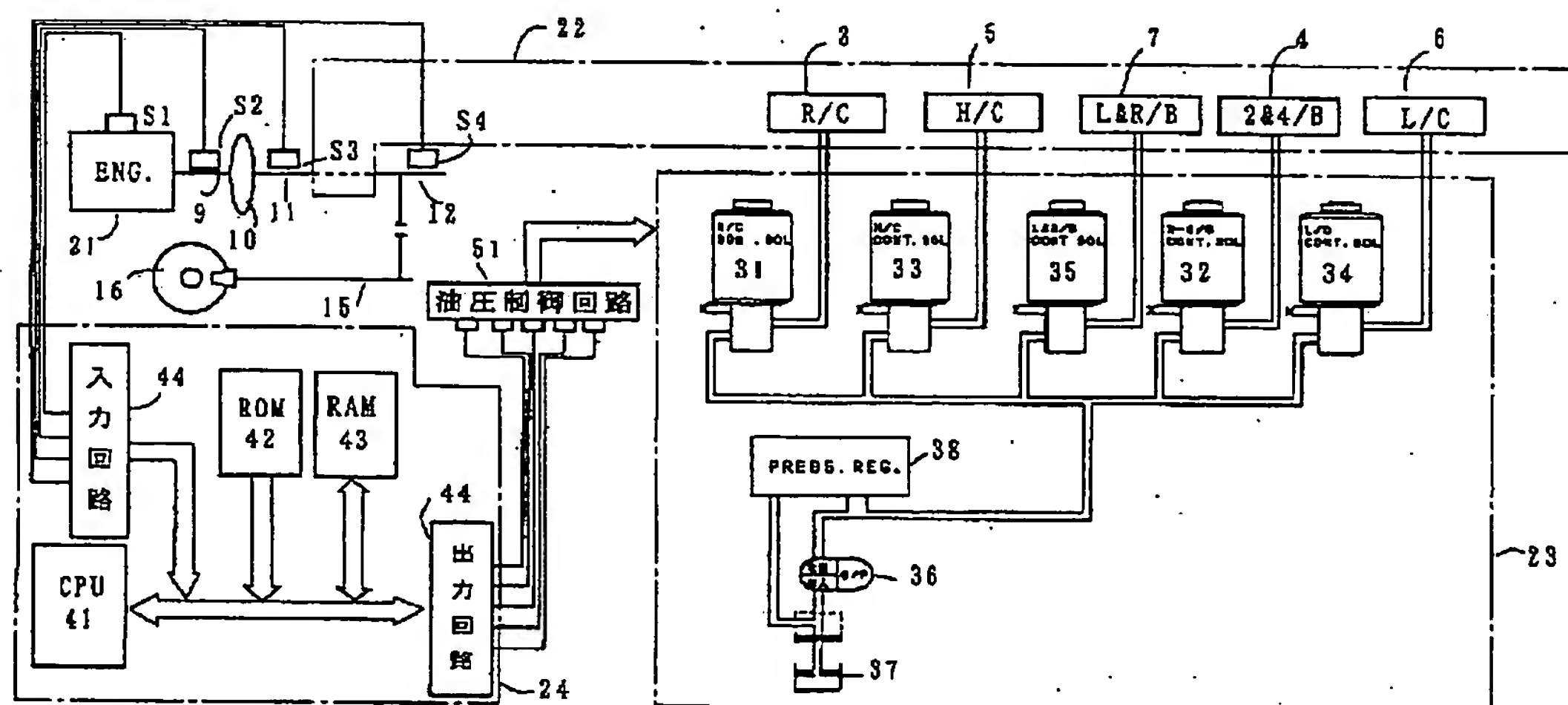
【図2】

セレクト 位置	クラッチまたは ブレーキ	リバース クラッチ	2&4 ブレーキ	ハイ クラッチ	ロー クラッチ	ロー&リバース ブレーキ	ロー ワンウェイ クラッチ
P							
R		○				○	
N							
D	1速				○		●
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
S	1速				○		●
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
2	1速				○		●
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			
1	1速				○	○	●
	2速		○		○		
	3速			○	○		
	4速		○	○			

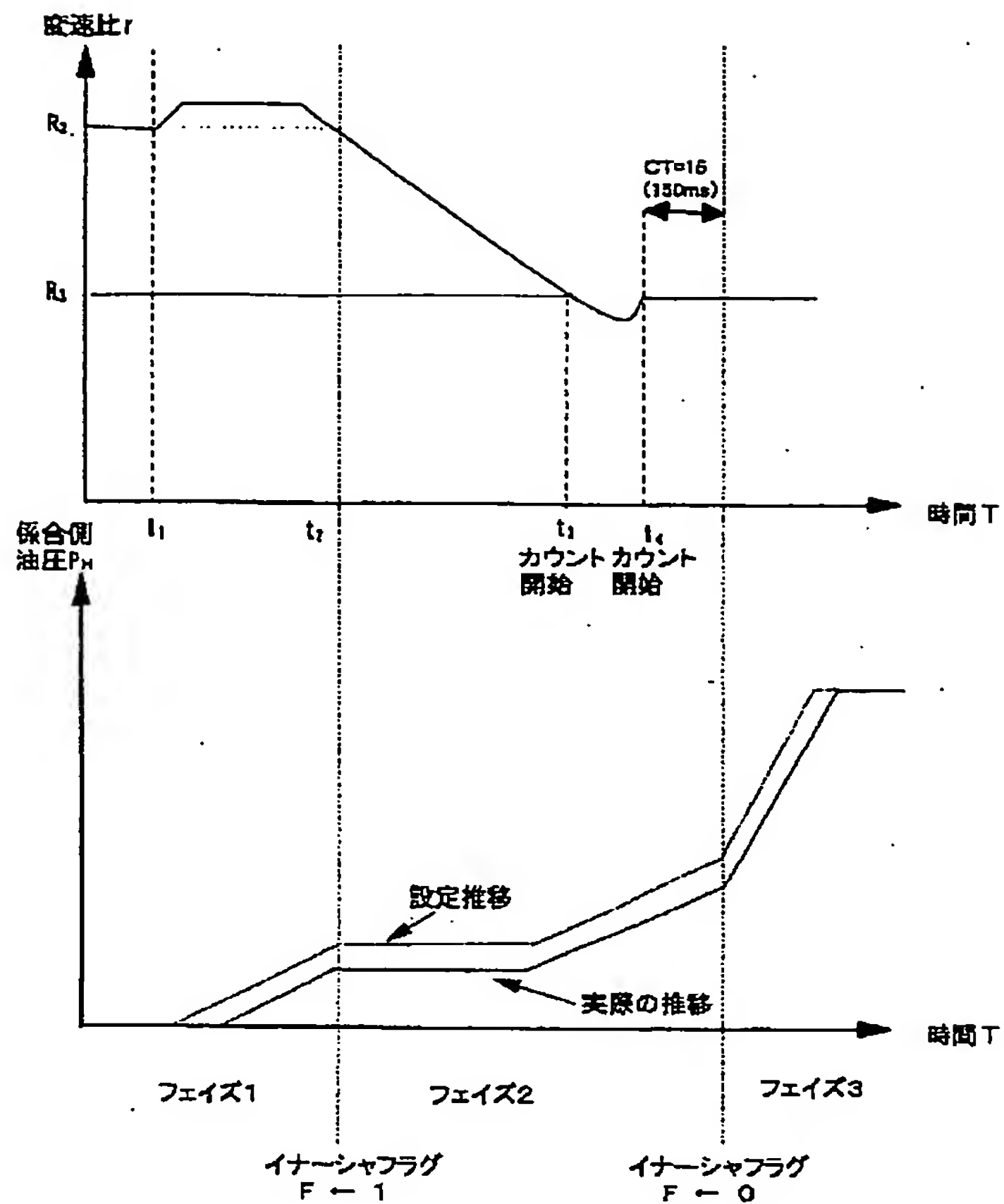
【図10】



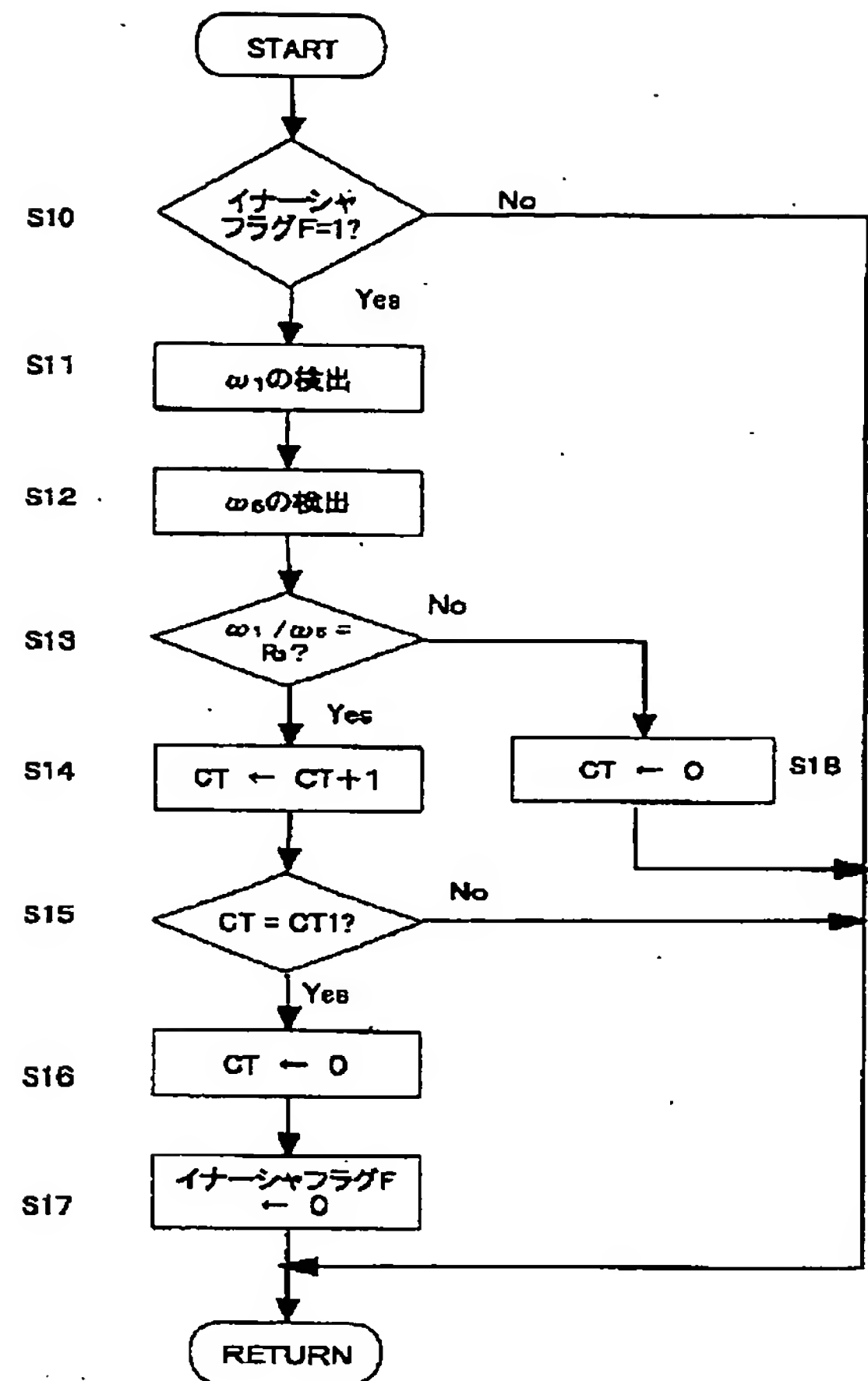
【図3】



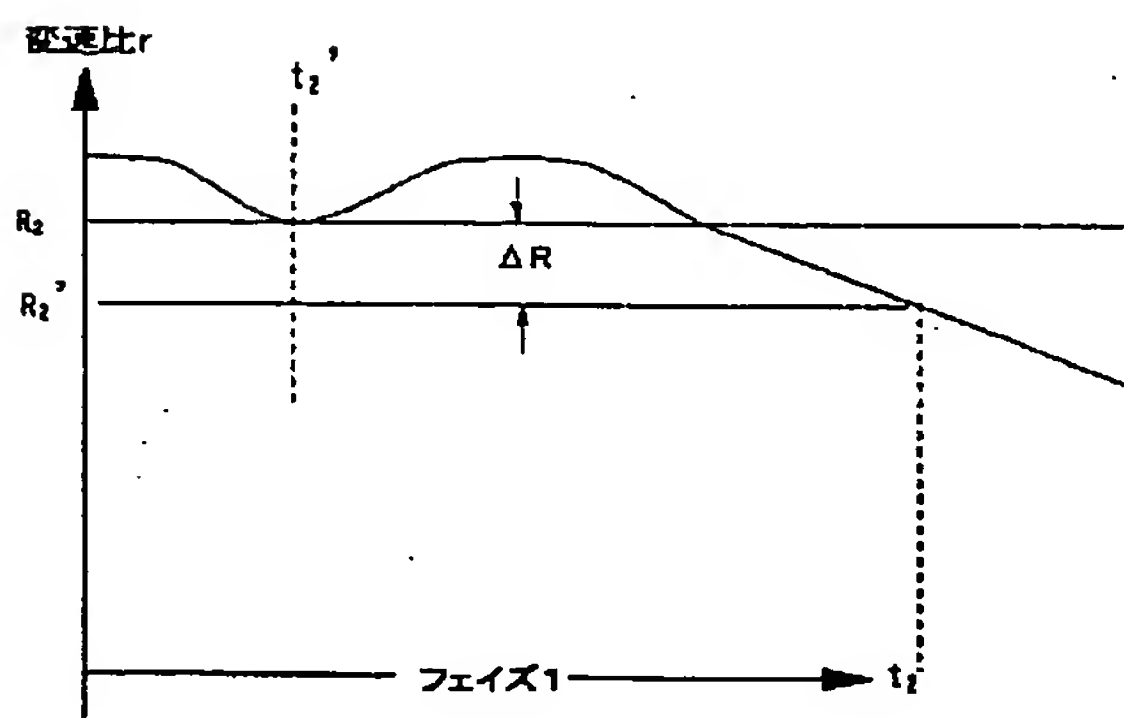
【図6】



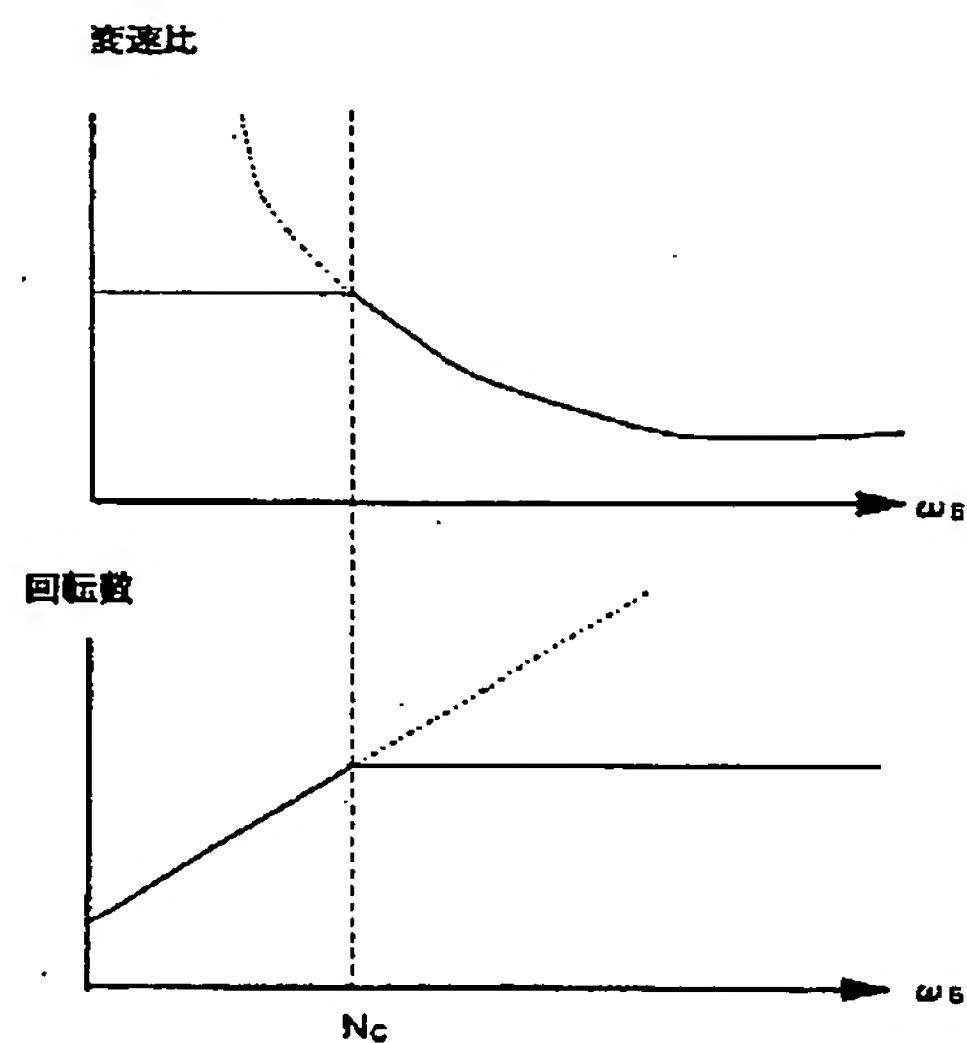
【図7】



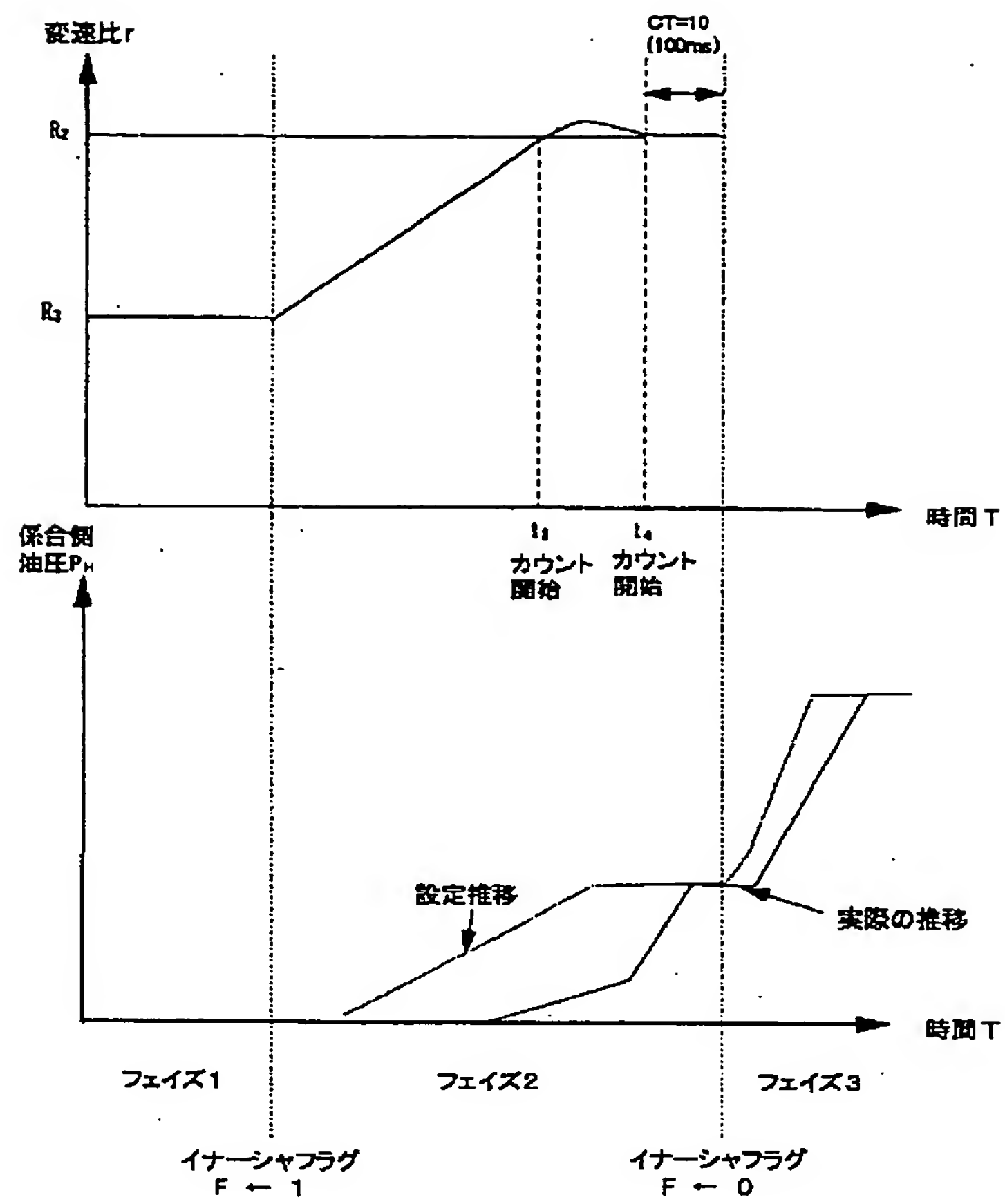
【図11】



【図12】



【図 8】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.